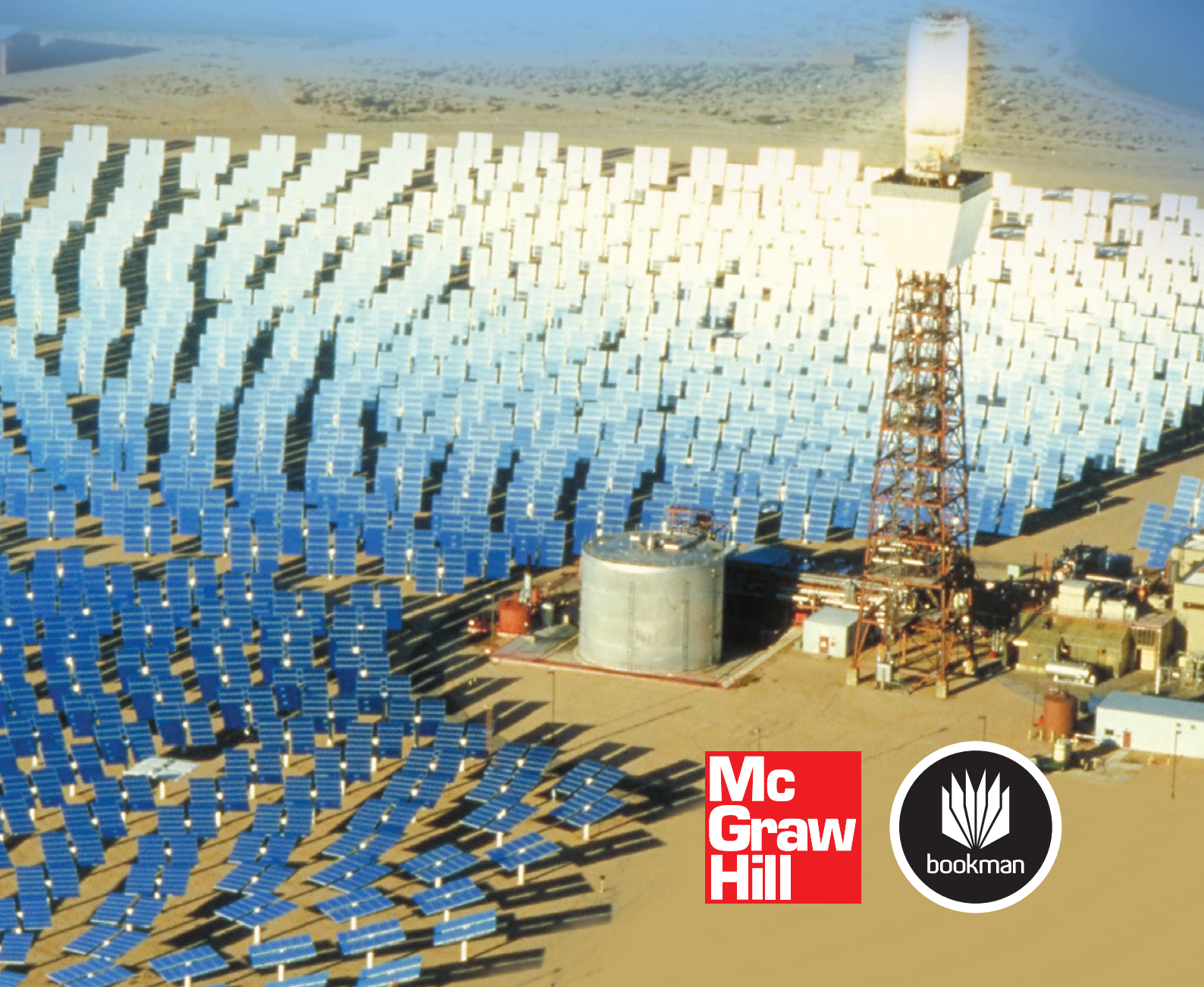
Blog
Ciências Exatas
Ebooks completos para download em formato PDF

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles

TERMODINÂMICA

7ª Edição



Mc Graw Hill
bookman

Blog
Ciências Exatas
Ebooks completos para download em formato PDF

Ç99t Çengel, Yunus A.
Termodinâmica [recurso eletrônico] / Yunus A. Çengel, Michael A. Boles ; tradução: Paulo Maurício Costa Gomes ; revisão técnica: Antonio Pertence Júnior. – 7. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre : AMGH, 2013.

Editado também como livro impresso em 2013.
ISBN 978-85-8055-201-0

1. Engenharia. 2. Termodinâmica. 3. Física – Calor. I. Boles, Michael A. II. Título.

CDU 621.43.016:536

Catalogação na publicação: Ana Paula M. Magnus – CRB 10/2052

YUNUS A. ÇENGEL
University of Nevada, Reno

MICHAEL A. BOLES
North Carolina State University

TERMODINÂMICA

Sétima Edição

Tradução:

Paulo Maurício Costa Gomes
Professor de Física e Termodinâmica da Universidade FUMEC/FEA
Graduado em Física pela UFMG
Mestre em Ciências e Técnicas Nucleares pela UFMG

Revisão técnica:

Antonio Pertence Júnior
Professor da Universidade FUMEC/MG
Faculdade de Engenharia e Arquitetura (FEA)
Mestre em Engenharia Mecânica pela UFMG

Versão impressa
desta obra: 2013

AMGH Editora Ltda.
2013

Obra originalmente publicada sob o título
Thermodynamics: An Engineering Approach, 7th Edition
ISBN 007352932X / 9780073529325

Original English edition copyright © 2011, The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, New York 10020. All rights reserved.

Gerente Editorial: *Arysinha Jacques Affonso*

Colaboraram nesta edição:

Editora: *Viviane R. Nepomuceno*

Assistente editorial: *Caroline L. Silva*

Capa: *MSDE/Manu Santos Design* (arte sobre capa original)

Revisão de provas: *Lucas Cartaxo*

Conferência final: *Laura Ávila de Souza*

Editoração: *Techbooks*

Reservados todos os direitos de publicação, em língua portuguesa, à
AMGH EDITORA LTDA., uma parceria entre GRUPO A EDUCAÇÃO S.A. e McGRAW-HILL EDUCATION
Av. Jerônimo de Ornelas, 670 – Santana
90040-340 – Porto Alegre – RS
Fone: (51) 3027-7000 Fax: (51) 3027-7070

É proibida a duplicação ou reprodução deste volume, no todo ou em parte, sob quaisquer formas ou por quaisquer meios (eletrônico, mecânico, gravação, fotocópia, distribuição na Web e outros), sem permissão expressa da Editora.

Unidade São Paulo
Av. Embaixador Macedo Soares, 10.735 – Pavilhão 5 – Cond. Espace Center
Vila Anastácio – 05095-035 – São Paulo – SP
Fone: (11) 3665-1100 Fax: (11) 3667-1333

SAC 0800 703-3444 – www.grupoa.com.br

IMPRESSO NO BRASIL
PRINTED IN BRAZIL

A mente é como um paraquedas, só funciona quando está aberta.
Desconhecido

Leis da natureza são o governo invisível da Terra.
Alfred A. Montapert

A verdadeira medida de um homem é como ele trata alguém
que nada pode fazer-lhe de bom.
Samuel Johnson

A grandeza não consiste em ser forte,
mas em usar corretamente a força.
Henry W. Beecher

O homem superior é modesto em seu discurso,
mas excede em suas ações.
Confúcio

Tente não ser um homem de sucesso,
mas sim um homem de valor.
Albert Einstein

Ignorar o mal é tornar-se cúmplice dele.
Martin Luther King

Caráter, a longo prazo, é o fator decisivo tanto na vida
de um indivíduo quanto na de uma nação.
Theodore Roosevelt

Uma pessoa que vê o lado bom das coisas tem bons pensamentos.
E aquele que tem bons pensamentos recebe prazer da vida.
Said Nursi

Para mentes diferentes, o mesmo mundo é um inferno e um paraíso.
Ralph W. Emerson

Um líder é aquele que vê mais do que os outros veem, que vê
mais longe do que outros veem, e que vê antes que os outros vejam.
Leroy Eims

Nunca confunda conhecimento com sabedoria. Um o ajuda
a ganhar a vida, o outro o ajuda a fazer uma vida.
Sandra Carey

Como uma pessoa eu não posso mudar o mundo, mas
posso mudar o mundo de uma pessoa.
Paul S. Spear

Os autores

Yunus A. Çengel é professor emérito de engenharia mecânica da University of Nevada, Reno. Ele recebeu seu bacharelado em engenharia mecânica pela Istanbul Technical University e seu mestrado e doutorado em engenharia mecânica pela North Carolina State University. Suas áreas de interesse são: energia renovável, eficiência energética, política energética, transferência de calor e ensino de engenharia. Trabalhou como diretor do Industrial Assessment Center (IAC) da University of Nevada, Reno, entre 1996 e 2000. Foi chefe de equipes de estudos formadas por estudantes de engenharia que atuaram em diversas fábricas no Norte de Nevada e na Califórnia realizando avaliações industriais. Preparou para a indústria diversos relatórios sobre conservação de energia, minimização de resíduos e aumento da produtividade. Também atuou como consultor para diversas organizações privadas e governamentais.

Çengel também é autor ou coautor dos livros *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences* (3. ed., 2008), *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (4. ed., 2011), *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer* (2. ed., 2008), *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (2. ed., 2010) e *Essentials of Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (2008), todos publicados pela McGraw-Hill e amplamente adotados. Alguns de seus livros foram traduzidos para os idiomas chinês, japonês, coreano, tailandês, espanhol, português, turco, italiano, grego e francês.

Além disso, recebeu vários prêmios de destaque conferidos a educadores, bem como o Prêmio ASEE Meriam/Wiley de melhor autor (ASEE Meriam/ Wiley Distinguished Author Award) em 1992 e novamente em 2000 pela excelência de seu trabalho. Çengel é engenheiro profissional registrado no Estado de Nevada e é também membro da American Society of Mechanical Engineers (ASME) e da American Society for Engineering Education (ASEE).

Michael A. Boles é professor associado de engenharia mecânica e aeroespacial da North Carolina State University, onde obteve seu doutorado em engenharia mecânica. Recebeu inúmeros prêmios e citações de excelência como professor de engenharia, além do prêmio de educação SAE Ralph R. Teetor, e foi escolhido duas vezes para a Academia de Professores Notáveis da NCSU. A associação de estudantes da ASME da NCSU o tem reconhecido de forma consistente como o professor do ano e membro mais influente do corpo docente da faculdade de engenharia mecânica.

Boles é especializado em transferência de calor e estuda a solução numérica e analítica da mudança de fase e secagem de meios porosos. Ele é membro da American Society of Mechanical Engineers (ASME), da American Society for Engineering Education (ASEE) e da Sociedade Sigma Xi. Ele recebeu o Prêmio ASEE Meriam/Wiley de melhor autor no ano de 1992 pela excelência de seu trabalho.

Prefácio

JUSTIFICATIVA

A termodinâmica é um assunto interessante e fascinante que trata da energia, a qual é fundamental para a sustentação da vida. Há muito tempo, a termodinâmica é parte essencial dos currículos de ensino de engenharia em todo o mundo. Ela possui um amplo campo de aplicações, que vai desde os organismos microscópicos até aplicações domésticas, veículos de transporte, sistemas de geração de potência e até mesmo a filosofia. Este livro introdutório contém material suficiente para dois cursos sequenciais de termodinâmica, e é necessário que os estudantes tenham conhecimentos prévios de cálculo e física.

OBJETIVOS

Este livro é destinado a estudantes de graduação em engenharia, sendo também excelente referência para engenheiros que já atuam no mercado profissional. Os objetivos deste livro são:

- Abordar os *princípios básicos* da termodinâmica.
- Apresentar diversos *exemplos de engenharia* do mundo real, para mostrar aos estudantes como a termodinâmica é aplicada na prática de engenharia.
- Desenvolver uma *compreensão intuitiva* da termodinâmica, enfatizando a física e os argumentos físicos.

Esperamos que este livro, por meio das cuidadosas explicações de conceitos e do uso de numerosos exemplos práticos e figuras, ajude os estudantes a desenvolver as habilidades necessárias para associar o conhecimento à confiança, a fim de aplicar adequadamente esse conhecimento.

FILOSOFIA E META

A filosofia que contribuiu para a grande popularidade das primeiras edições deste livro permaneceu inalterada nesta edição. A nossa meta é oferecer um livro de engenharia que:

- Comunique-se diretamente com o raciocínio dos futuros engenheiros de forma *simples* e *precisa*.
- Direcione os estudantes a um entendimento claro e firme acerca dos *princípios básicos* da termodinâmica.
- Incentive o *pensamento criativo* e o desenvolvimento de uma *compreensão mais profunda* e de um *sentido intuitivo* para com a termodinâmica.
- Seja *lido* por estudantes com *interesse* e *entusiasmo*, em vez de ser utilizado apenas como auxílio na solução de problemas.

Um esforço especial foi feito para atrair a curiosidade natural dos estudantes e ajudá-los a explorar as diversas facetas da interessante área da termodinâmica. A resposta entusiasmada que recebemos dos usuários das edições anteriores – desde pequenas faculdades até grandes universidades do mundo todo – indica que nossos objetivos têm sido alcançados. Acreditamos que a melhor maneira de aprender é pela prática.

Antigamente, os engenheiros passavam a maior parte de seu tempo substituindo valores em fórmulas para obter resultados numéricos. Entretanto, manipulações de fórmulas e cálculos algébricos agora estão sendo realizados por computadores. Hoje, os engenheiros precisam ter uma compreensão sólida e clara dos *princípios básicos*, para que possam entender mesmo os problemas mais complexos, formulá-los e interpretar os resultados. Realizamos um esforço consciente para enfatizar esses princípios básicos e ao mesmo tempo oferecer aos estudantes uma perspectiva de como as ferramentas computacionais são utilizadas na prática da engenharia.

A abordagem *macroscópica* ou *clássica* tradicional é usada em todo o livro, com argumentos microscópicos que cumprem um papel coadjuvante, quando apropriado. Essa abordagem está mais alinhada à intuição do estudante e facilita a aprendizagem do assunto.

NOVIDADES DESTA EDIÇÃO

A principal alteração nesta sétima edição é a atualização de um grande número de figuras, as quais tornaram-se imagens tridimensionais bastante realistas, e a incorporação de cerca de 400 novos problemas. Todas as características populares das edições anteriores foram mantidas, e o corpo principal de todos os capítulos, bem como as tabelas e os gráficos do Apêndice permanecem praticamente inalterados. Agora cada capítulo contém pelo menos um novo exemplo de problema resolvido, e uma parte significativa dos problemas existentes foi modificada. No Cap. 1, a seção de dimensões e unidades foi atualizada, e uma nova subseção sobre o desempenho de refrigeradores, condicionadores de ar e bombas de calor foi adicionada no Cap. 6. No Cap. 8, o material sobre a eficiência de segunda lei foi atualizado, e algumas definições de eficiência de segunda lei foram revistas. Além disso, as discussões na seção *Aspectos da segunda lei na vida diária* foram ampliados, e o Cap. 11 tem agora uma nova seção intitulada *Análise de segunda lei para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.*

Mais de 400 novos problemas

Esta edição inclui mais de 400 novos problemas com diversas aplicações.

Problemas cujas soluções requerem investigações paramétricas e, portanto, a utilização de um computador, são identificados pelo ícone . Alguns problemas existentes em edições anteriores foram removidos.

FERRAMENTAS DE APRENDIZAGEM

Introdução precoce da primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é introduzida precocemente no Cap. 2, "Energia, Transferência de Energia e Análise Geral da Energia", que estabelece uma

compreensão geral das várias formas de energia. Esse capítulo aborda também os mecanismos de transferência de energia, o conceito de balanço energético, a termoeconomia, a conversão de energia e sua eficiência, por meio de definições familiarizadas que envolvem principalmente formas elétricas e mecânicas de energia. Apresenta, ainda, algumas excitantes aplicações da termodinâmica no mundo real, e auxilia os estudantes a estabelecer um senso do valor monetário da energia. Há um destaque especial para a utilização das energias renováveis, como a energia eólica e a energia hidráulica, e a utilização eficiente dos recursos existentes.

Ênfase na física

Uma característica marcante deste livro é a ênfase nos aspectos físicos da termodinâmica, além das representações matemáticas e das manipulações algébricas. Os autores acreditam que a ênfase no ensino de graduação deve continuar sendo o *desenvolvimento das ideias subjacentes dos mecanismos físicos básicos* e o *domínio da solução dos problemas práticos* que um engenheiro enfrentará no mundo real. O desenvolvimento de uma compreensão intuitiva também torna o curso uma experiência mais motivadora e compensadora para os estudantes.

Uso efetivo de associação

Uma mente observadora não terá dificuldade em compreender as ciências da engenharia. Afinal, os princípios das ciências da engenharia são fundamentados em nossas *experiências* e nas *observações experimentais* do cotidiano. Assim, este livro adota uma abordagem intuitiva e física. Com frequência, são realizadas *comparações* entre o assunto e as experiências diárias dos estudantes, para que eles possam relacionar o assunto com aquilo que já sabem. O processo de cozimento, por exemplo, é um veículo excelente para demonstrar os princípios básicos da termodinâmica.

Autoinstrução

Este livro é organizado de modo que um estudante com conhecimento médio possa seguir o conteúdo confortavelmente. Na verdade, ele é *autoinstrutivo*. A abordagem é feita do *simples* ao *geral*. Dessa forma, os princípios básicos são aplicados repetidamente aos diferentes sistemas, e os estudantes vão gradativamente dominando a aplicação desses princípios. Considerando que os princípios das ciências se baseiam em observações experimentais, todas as derivações deste livro são fundamentadas em argumentos físicos e, portanto, de fácil entendimento.

Uso extenso de gráficos e figuras

Figuras são ferramentas de aprendizagem importantes que ajudam os estudantes a compreenderem melhor os conceitos apresentados. Este livro contém mais figuras e ilustrações do que qualquer outro de sua categoria, as quais chamam a atenção e estimulam a curiosidade e o interesse. “Blondie”, conhecido personagem dos quadrinhos norte-americanos, é usado para destacar alguns pontos importantes de forma bem-humorada. Quem disse que o estudo da termodinâmica não pode ser divertido?

Objetivos de aprendizagem e resumos

Cada capítulo começa com uma *visão global* do material a ser abordado e de seus *objetivos de aprendizagem* específicos. Um *resumo* é incluído no final de cada capítulo, permitindo uma revisão rápida dos conceitos básicos e das expressões mais importantes.

Inúmeros exemplos resolvidos com um procedimento de solução sistemático

Cada capítulo contém vários *exemplos* resolvidos que esclarecem o material e ilustram o uso dos princípios básicos. Uma abordagem *intuitiva* e *sistemática* é usada na solução dos exemplos, mantendo um estilo de linguagem informal. Inicialmente o problema é definido, e a seguir são identificados os objetivos. Os pressupostos são, então, declarados, juntamente com suas justificativas. As propriedades necessárias para resolver o problema são relacionadas separadamente, caso seja apropriado. Valores numéricos são utilizados em conjunto com suas unidades, para enfatizar que números sem unidades não têm significado e que as manipulações de unidades são tão importantes quanto a manipulação dos valores numéricos com uma calculadora. A significância dos resultados é discutida após as soluções. Essa abordagem também é utilizada de forma consistente nas soluções apresentadas no manual do professor.

Diversos problemas do mundo real ao final dos capítulos

Os problemas ao final dos capítulos são agrupados em temas específicos, para facilitar sua seleção tanto por professores quanto por estudantes. Em cada grupo de problemas, as *Questões conceituais* são indicadas por um "C", para verificar o nível de compreensão dos estudantes sobre os conceitos básicos. Os problemas da seção *Problemas de revisão* são mais abrangentes e não estão diretamente ligados a nenhuma seção específica de um capítulo – em alguns casos eles exigem a revisão do conteúdo de capítulos anteriores. Os problemas designados como *Projetos, experimentos e a redação de textos* destinam-se a incentivar os estudantes a fazerem julgamentos de engenharia, realizarem uma investigação dos tópicos de interesse de forma independente e comunicarem suas conclusões de forma profissional. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com estudos paramétricos, estão incluídos no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são de natureza global e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro. Vários problemas relacionados à economia e à segurança são incorporados ao longo de todo o livro para ampliar a consciência dos custos e da segurança entre os estudantes de engenharia. Respostas para alguns problemas selecionados estão listadas após a apresentação do problema, para a comodidade dos estudantes. Além disso, mais de 200 problemas de *múltipla escolha* foram incluídos nos conjuntos de problemas no final dos capítulos para verificar a compreensão dos fundamentos da termodinâmica e ajudar os leitores a evitar as dificuldades comuns.

Convenção de sinais menos rígida

O uso de uma convenção formal de sinais para calor e trabalho foi abandonado, já que cada vez mais isso se torna contraproducente. Em vez da abordagem

mecânica, uma abordagem interessante e com significado físico é adotada para as interações. Os subscritos "ent", de "entrada" e "sai", de "saída", em vez dos sinais de mais e menos, são usados para indicar as direções das interações.

Fórmulas fisicamente significativas

Em vez das fórmulas tradicionais, são usadas formas das equações de balanço que incorporam o significado físico, para incentivar uma maior compreensão e evitar uma abordagem do tipo "receita de bolo". Os balanços de massa, energia, entropia e exergia de *qualquer sistema* passando por *qualquer processo* são expressos como

Balanço de massa:
$$m_{ent} - m_{sai} = \Delta m_{sistema}$$

Balanço de energia:
$$\underbrace{E_{ent} - E_{sai}}_{\substack{\text{Transferência líquida de}\\ \text{energia por calor, trabalho}\\ \text{e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial}\\ \text{e etc.}}}$$

Balanço de entropia:
$$\underbrace{S_{ent} - S_{sai}}_{\substack{\text{Transferência líquida de}\\ \text{entropia por calor e massa}}} + \underbrace{S_{ger}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{sistema}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{entropia}}}$$

Balanço de exergia:
$$\underbrace{X_{ent} - X_{sai}}_{\substack{\text{Transferência líquida de}\\ \text{exergia por calor, trabalho}\\ \text{e massa}}} - \underbrace{X_{destruída}}_{\substack{\text{Destruição de}\\ \text{exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{sistema}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{exergia}}}$$

Essas relações reforçam os princípios fundamentais segundo os quais, durante um processo real, massa e energia são conservadas, entropia é gerada e exergia é destruída. Os estudantes são incentivados a usarem essas formas de balanço desde os primeiros capítulos, após especificarem o sistema, e simplificá-las para uso no problema específico. Uma abordagem menos restrita é usada nos últimos capítulos, quando o estudante estiver mais experiente.

A escolha do SI apenas ou SI/unidades inglesas

Em reconhecimento ao fato de que unidades inglesas ainda são amplamente utilizadas em algumas indústrias, tanto o SI como as unidades inglesas são utilizados neste livro, com ênfase no SI. O material deste livro pode ser compreendido tanto como uma combinação do SI com as unidades inglesas quanto somente como unidades no SI, dependendo da preferência do professor. As tabelas e gráficos de propriedades do Apêndice são apresentados em ambas as unidades, exceto as que envolvem quantidades adimensionais. Problemas, tabelas e gráficos em unidades inglesas são identificados com "E" e podem ser ignorados pelos usuários do SI.

Tópicos de interesse especial

A maioria dos capítulos contém uma seção chamada "Tópico de interesse especial", na qual interessantes aspectos da termodinâmica são discutidos. Como exemplos temos *Aspectos termodinâmicos de sistemas biológicos* no Cap. 4, *Refrigeradores domésticos* no Cap. 6, *Aspectos da segunda lei na vida diária* no Cap. 8, e *Economia de combustível e dinheiro ao dirigir* no Cap. 9. Os temas selecionados para essas seções fornecem extensões interessantes para termodinâmica, mas podem ser ignorados sem perda de continuidade.

Glossário de termos termodinâmicos

Ao longo dos capítulos, quando um termo-chave importante ou conceito for apresentado e definido, ele aparecerá em **negrito**. Termos fundamentais e conceitos da termodinâmica também aparecem em um glossário, em inglês, localizado no *site* **www.grupoa.com.br**. Esse glossário único ajuda a reforçar a terminologia-chave e oferece excelente oportunidade de aprendizado e revisão para os estudantes.

Fatores de conversão

Ao final do livro consta uma lista com os fatores de conversão mais utilizados e as constantes físicas para facilitar a consulta.

MATERIAL DE APOIO

Os seguintes suplementos, para o aluno e o professor, estão disponíveis para esta edição:

Recursos do estudante em CD (EES)

O CD encartado neste livro contém a versão acadêmica limitada do programa EES (*Engineering Equation Solver*) com soluções para os problemas com *scripts* de texto selecionados.

Desenvolvido por Sanford Klein e Beckman William, da University of Wisconsin-Madison, esse programa combina a capacidade de resolver equações com dados de propriedades de engenharia. O EES pode fazer otimização, análise paramétrica, regressão linear e não linear, além de fornecer recursos de construção de gráficos com qualidade. Propriedades termodinâmicas e de transporte do ar, da água e de muitos outros fluidos estão incluídos no EES, e é permitido também ao usuário inserir dados de propriedades ou de relações funcionais.

O programa EES é um poderoso solucionador de equações com funções e tabelas de propriedades termodinâmicas e de transporte incluídas. Além disso, possui recursos para checar automaticamente as unidades e requer menos tempo do que uma calculadora para entrada de dados, o que gera mais tempo para pensar criticamente sobre a modelação e resolução de problemas de engenharia. Procure os ícones do EES nos problemas apresentados ao final dos capítulos deste livro.

Manual de soluções e *slides* em PowerPoint para o professor

O manual de soluções, em inglês, oferece soluções digitalizadas dos problemas, uma por página, com explicações detalhadas ao final de cada capítulo. A apresentação do texto de todos os capítulos (em inglês) e uma biblioteca de imagens (em português), em PowerPoint, estão disponíveis para uso em sala de aula.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de reconhecer com gratidão os numerosos e valiosos comentários, sugestões, críticas e elogios dos seguintes avaliadores e revisores:

Edward Anderson
Texas Tech University

John Biddle
Cal Poly Pomona University

Gianfranco DiGiuseppe
Kettering University

Shoeleh Di Julio
California State University-Northridge

Afshin Ghajar
Oklahoma State University

Harry Hardee
New Mexico State University

Kevin Lyons
North Carolina State University

Kevin Macfarlan
John Brown University

Saeed Manafzadeh
University of Illinois-Chicago

Alex Moutsoglou
South Dakota State University

Rishi Raj
The City College of New York

Maria Sanchez
California State University-Fresno

Kalyan Srinivasan
Mississippi State University

Robert Stiger
Gonzaga University

Suas sugestões foram muito importantes para o aperfeiçoamento da qualidade deste livro. Em particular, gostaríamos de expressar nossa gratidão a Mehmet Kanoglu, da University of Gaziantep (Turquia), por suas valiosas contribuições, sua revisão crítica do manuscrito e sua especial atenção à precisão e aos detalhes. Gostaríamos também de agradecer a nossos estudantes, que nos forneceram *feedbacks* valiosos. Finalmente, gostaríamos de agradecer a nossas esposas, Zehra Çengel e Sylvia Boles, e a nossos filhos, por sua paciência constante, compreensão e apoio durante toda a fase de preparação deste livro.

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles

Nomenclatura

a	Aceleração, m/s^2
a	Função específica de Helmholtz, $u - Ts$, kJ/kg
A	Área, m^2
A	Função de Helmholtz, $U - TS$, kJ
AC	Razão ar-combustível
c	Velocidade do som, m/s
c	Calor específico, kJ/kg·K
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg·K
c_v	Calor específico a volume constante, kJ/kg·K
CA	Razão combustível-ar
CEE	Classificação de eficiencia energética
COP	Coeficiente de performance
COP_{BC}	Coeficiente de performance de uma bomba de calor
COP_R	Coeficiente de performance de um refrigerador
d, D	Diâmetro, m
DR	Densidade relativa ou gravidade específica
e	Energia específica total, kJ/kg
E	Energia total, kJ
ec	Energia cinética específica, $V^2/2$, kJ/kg
EC	Energia cinética total, $mV^2/2$, kJ
ep	Energia potencial específica, gz, kJ/kg
EP	Energia potencial Total, mgz, kJ
F	Força, N
g	Aceleração da gravidade, m/s^2
g	Função específica de Gibbs, $h - Ts$, kJ/kg
G	Função de Gibbs total, $H - TS$, kJ
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção, W/m^2·°C
h	Entalpia específica, $u + Pv$, kJ/kg
H	Entalpia total, $U + PV$, kJ
$\overline{h}_c$	Entalpia de combustão, kJ/kmol combustível
$\overline{h}_f$	Entalpia de formação, kJ/kmol
$\overline{h}_R$	Entalpia de reação, kJ/kmol
i	Irreversibilidade específica, kJ/kg
I	Corrente elétrica, A
I	Irreversibilidade total, kJ
k	Razão dos calores específicos, c_p/c_v
k_s	Constante da mola
k_t	Condutividade térmica
K_p	Constante de equilíbrio
m	Massa, kg
$\dot{m}$	Fluxo de massa, kg/s
M	Massa molar, kg/kmol
Ma	Número de Mach
mf	Fração de massa
n	Expoente politrópico
N	Número de mols, kmol
P	Pressão, kPa
P_{cr}	Pressão crítica, kPa
P_i	Pressão parcial, kPa
P_m	Pressão de mistura, kPa
P_r	Pressão relativa
P_R	Pressão reduzida
P_v	Pressão de vapor, kPa
P_0	Pressão do ambiente ou da vizinhança, kPa
PCI	Poder calorífico inferior, kJ/kg combustível
PCS	Poder calorífico superior, kJ/kg combustível
PME	Pressão média efetiva, kPa
q	Transferência de calor por unidade de massa, kJ/kg
Q	Calor total transferido, kJ
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor, kW
Q_H	Transferência de calor para um corpo de alta temperatura, kJ
Q_L	Transferência de calor para um corpo de baixa temperatura, kJ
r	Razão de compressão
R	Constante do gás, kJ/kg·K
r_c	Razão de corte
r_p	Razão de pressão
R_u	Constante universal dos gases, kJ/kmol·K
s	Entropia específica, kJ/kg·K
S	Entropia total, kJ/K
s_{ger}	Geração de entropia específica, kJ/kg·K
S_{ger}	Geração de entropia total, kJ/K
t	Tempo, s
T	Temperatura, °C ou K
T	Torque, N·m
T_{cr}	Temperatura crítica, K
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco, °C
T_{po}	Temperatura do ponto de orvalho, °C
T_f	Temperatura de escoamento do fluido, °C
T_H	Temperatura do corpo de alta temperatura, K
T_L	Temperatura do corpo de baixa temperatura, K
T_R	Temperatura reduzida
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido, °C
T_0	Temperatura ambiente ou da vizinhança, °C ou K
u	Energia interna específica, kJ/kg
U	Energia interna total, kJ
v	Volume específico, m^3/kg
v_{cr}	Volume específico crítico, m^3/kg
v_r	Volume específico relativo
v_R	Volume específico pseudoreduzido
V	Volume total, m^3
$\dot{V}$	Vazão volumétrica, m^3/s
V	Voltagem, V
V	Velocidade, m/s
V_{med}	Velocidade média
w	Trabalho por unidade de massa, kJ/kg

W	Trabalho total, kJ
$\dot{W}$	Potência, kW
W_{ent}	Entrada de trabalho, kJ
W_{sai}	Saída de trabalho, kJ
W_{rev}	Trabalho reversível, kJ
x	Título
x	Exergia específica, kJ/kg
X	Exergia total, kJ
x_{dest}	Exergia específica destruída, kJ/kg
X_{dest}	Exergia total destruída, kJ
$\dot{X}_{dest}$	Taxa total da destruição da exergia, kW
y	Fração molar
z	Elevação, m
Z	Fator de compressibilidade
Z_h	Fator de desvio de entalpia
Z_s	Fator de desvio de entropia

Letras gregas

α	Absortividade
α	Compressibilidade isotérmica, 1/kPa
β	Expansividade volumétrica, 1/K
Δ	Variação finita em quantidade
ε	Emissividade; eficiência
η_t	Eficiência térmica
η_{II}	Eficiência de segunda lei
θ	Energia total de um fluido escoando, kJ/kg
μ_{JT}	Coeficiente de Joule-Thomson, K/kPa
μ	Potencial químico, kJ/kg
ν	Coeficiente estequiométrico
ρ	Densidade, kg/m^3
σ	Constante de Stefan–Boltzmann
σ_n	Tensão normal, N/m^2
σ_s	Tensão de superfície, N/m
ϕ	Umidade relativa
ϕ	Exergia específica de um sistema fechado, kJ/kg
Φ	Exergia total de um sistema fechado, kJ
ψ	Exergia de escoamento, kJ/kg
ω	Umidade absoluta ou específica, kg H_2O/kg ar seco

Subscritos

0	Estado morto
1	Estado inicial ou de entrada
2	Estado final ou de saída
a	Ar
abs	Absoluto
atm	Atmosfera
c	Combustão; seção transversal
cr	Ponto crítico
ent	Condições de entrada
l	Líquido saturado
lv	Diferença entre propriedade do líquido saturado e vapor saturado
ger	Geração
H	Alta temperatura (como em T_H e Q_H)
i	*i*-ésimo componente
L	Baixa temperatura (como em T_L e Q_L)
m	Mistura
med	média
r	real
r	Relativo
R	Reduzido
rev	Reversível
s	Isentrópico
sai	Condições de saída
sat	Saturado
sis	Sistema
v	Vapor de água
v	Vapor saturado
VC	Volume de controle
viz	Vizinhança

Sobrescritos

·	(ponto superior)	Quantidade por unidade de tempo
–	(barra superior)	Quantidade por mol
°	(círculo)	Estado de referência padrão
*	(asterisco)	Quantidade a pressão de 1 atm

Sumário Resumido

CAPÍTULO 1
INTRODUÇÃO E CONCEITOS BÁSICOS 1

CAPÍTULO 2
ENERGIA, TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA E ANÁLISE GERAL DA ENERGIA 51

CAPÍTULO 3
PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS PURAS 111

CAPÍTULO 4
ANÁLISE DA ENERGIA DOS SISTEMAS FECHADOS 163

CAPÍTULO 5
ANÁLISES DA MASSA E DA ENERGIA EM VOLUMES DE CONTROLE 215

CAPÍTULO 6
A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA 277

CAPÍTULO 7
ENTROPIA 331

CAPÍTULO 8
EXERGIA: UMA MEDIDA DO POTENCIAL DE TRABALHO 423

CAPÍTULO 9
CICLOS DE POTÊNCIA A GÁS 487

CAPÍTULO 10
CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR E COMBINADOS 555

CAPÍTULO 11
CICLOS DE REFRIGERAÇÃO 611

CAPÍTULO 12
RELAÇÕES DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS 661

CAPÍTULO 13
MISTURAS DE GÁS 693

CAPÍTULO 14
MISTURAS GÁS-VAPOR E CONDICIONAMENTO DE AR 731

CAPÍTULO 15
REAÇÕES QUÍMICAS 767

CAPÍTULO 16
EQUILÍBRIOS QUÍMICO E DE FASES 813

CAPÍTULO 17
ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL 847

APÊNDICE 1
TABELAS E DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES (EM UNIDADES NO SI) 907

APÊNDICE 2
TABELAS E DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES (UNIDADES INGLESAS) 957

Sumário

CAPÍTULO 1
INTRODUÇÃO E CONCEITOS BÁSICOS 1

1–1 Termodinâmica e energia 2
Áreas de aplicação da termodinâmica 3

1–2 Importância das dimensões e unidades 3
Algumas unidades do SI e inglesas 6
Homogeneidade dimensional 8
Fatores de conversão de unidades 9

1–3 Sistemas e volumes de controle 10

1–4 Propriedades de um sistema 12
Contínuo 12

1–5 Densidade e densidade relativa 13

1–6 Estado e equilíbrio 14
O postulado de estado 15

1–7 Processos e ciclos 15
O processo em regime permanente 16

1–8 Temperatura e a lei zero da termodinâmica 17
Escalas de temperatura 18
A escala internacional de temperatura de 1990 (ITS-90) 20

1–9 Pressão 21
Variação da pressão com a profundidade 23

1–10 O manômetro de coluna 26
Outros dispositivos de medição de pressão 28

1–11 O barômetro e a pressão atmosférica 29

1–12 Técnica para solução de problemas 33
Passo 1: Enunciado do problema 33
Passo 2: Esquema 33
Passo 3: Hipóteses e aproximações 33
Passo 4: Leis da física 34
Passo 5: Propriedades 34
Passo 6: Cálculos 34
Passo 7: Raciocínio, verificação e discussão 34
Pacotes computacionais de engenharia 35
Engineering equation solver (EES) 36
Uma observação sobre os algarismos significativos 37

Resumo 38
Referências e sugestões de leitura 39
Problemas 39

CAPÍTULO 2
ENERGIA, TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA E ANÁLISE GERAL DA ENERGIA 51

2–1 Introdução 52

2–2 Formas de energia 53
Uma interpretação física para a energia interna 55
Mais informações sobre a energia nuclear 56
Energia mecânica 58

2–3 Transferência de energia por calor 60
Calor: contexto histórico 61

2–4 Transferência de energia por trabalho 62
Trabalho elétrico 65

2–5 Formas mecânicas de trabalho 66
Trabalho de eixo 66
Trabalho contra uma mola 67
Trabalho realizado sobre barras sólidas elásticas 67
Trabalho associado ao alongamento de um filme de líquido 68
Trabalho realizado para elevar ou acelerar um corpo 68
Formas não mecânicas de trabalho 69

2–6 A primeira lei da termodinâmica 70
Balanço de energia 71
Variação da energia de um sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$ 72
Mecanismos de transferência de energia, E_{ent} e E_{sai} 73

2–7 Eficiências de conversão de energia 78
Eficiências de dispositivos mecânicos e elétricos 82

2–8 Energia e meio ambiente 86
Ozônio e *smog* 87
Chuva ácida 88
O efeito estufa: aquecimento global e mudança climática 89

Tópico de interesse especial: Mecanismos de transferência de calor 92

Resumo 96
Referências e sugestões de leitura 97
Problemas 98

CAPÍTULO 3

PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS PURAS 111

3–1 Substância pura 112

3–2 Fases de uma substância pura 112

3–3 Processos de mudança de fase de substâncias puras 113

Líquido comprimido e líquido saturado 114
Vapor saturado e vapor superaquecido 114
Temperatura de saturação e pressão de saturação 115
Algumas consequências da dependência entre T_{sat} e P_{sat} 116

3–4 Diagramas de propriedades para os processos de mudança de fase 118

1 O diagrama *T-v* 118
2 O diagrama *P-v* 120
Estendendo os diagramas para incluir a fase sólida 120
3 O diagrama *P-T* 122
Superfície *P-v-T* 123

3–5 Tabelas de propriedades 124

Entalpia – uma propriedade combinada 124
1a Estados de líquido saturado e vapor saturado 125
1b Mistura de líquido e vapor saturados 127
2 Vapor superaquecido 130
3 Líquido comprimido 131
Estado de referência e valores de referência 132

3–6 Equação de estado do gás ideal 134

O vapor de água é um gás ideal? 137

3–7 Fator de compressibilidade – uma medida do desvio do comportamento de gás ideal 137

3–8 Outras equações de estado 141

Equação de estado de Van der Waals 141
Equação de estado de Beattie-Bridgeman 142
Equação de estado de Benedict-Webb-Rubin 143
Equação de estado de virial 143

Tópico de interesse especial: Pressão de vapor e pressão de equilíbrio 146

Resumo 150
Referências e sugestões de leitura 151
Problemas 151

CAPÍTULO 4

ANÁLISE DA ENERGIA DOS SISTEMAS FECHADOS 163

4–1 Trabalho de fronteira móvel 164

Processo politrópico 168

4–2 Balanço de energia em sistemas fechados 169

4–3 Calores específicos 174

4–4 Energia interna, entalpia e calores específicos dos gases ideais 176

Relações entre calores específicos dos gases ideais 178

4–5 Energia interna, entalpia e calores específicos de sólidos e líquidos 183

Variações de energia interna 184
Variações de entalpia 184

Tópico de interesse especial: Aspectos termodinâmicos de sistemas biológicos 187

Resumo 195
Referências e sugestões de leitura 195
Problemas 196

CAPÍTULO 5

ANÁLISES DA MASSA E DA ENERGIA EM VOLUMES DE CONTROLE 215

5–1 Conservação da massa 216

Vazão mássica e vazão volumétrica 216
Princípio de conservação da massa 218
Balanço de massa para processos com escoamento em regime permanente 219
Caso especial: escoamento incompressível 220

5–2 Trabalho de fluxo e a energia de escoamento de um fluido 223

Energia total de um fluido escoando 223
Transporte de energia pela massa 224

5–3 Análise da energia em sistemas sob regime permanente 226

5–4 Alguns dispositivos da engenharia com escoamento em regime permanente 229

1 Bocais e difusores 230
2 Turbinas e compressores 233
3 Válvulas de estrangulamento 235
4a Câmaras de mistura 237
4b Trocadores de calor 238
5 Escoamento em tubos e dutos 241

5–5 Análise da energia de processos em regime transiente 242

Tópico de interesse especial: Forma geral da equação da energia 247

Resumo 251
Referências e sugestões de leitura 252
Problemas 252

CAPÍTULO 6
A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA 277

6–1 Introdução à segunda lei 278

6–2 Reservatórios de energia térmica 279

6–3 Máquinas térmicas 280

Eficiência térmica 281
Podemos economizar Q_{sai}? 283
A segunda lei da termodinâmica: enunciado de Kelvin-Planck 285

6–4 Refrigeradores e bombas de calor 285

Coeficiente de performance 286
Bombas de calor 287
Desempenho de refrigeradores, condicionadores de ar e bombas de calor 288
A segunda lei da termodinâmica: enunciado de Clausius 290
Equivalência dos dois enunciados 291

6–5 Moto-contínuo 292

6–6 Processos reversíveis e irreversíveis 294

Irreversibilidades 295
Processos interna e externamente reversíveis 297

6–7 O ciclo de Carnot 297

O ciclo de Carnot inverso 299

6–8 Os princípios de Carnot 299

6–9 A escala termodinâmica de temperatura 301

6–10 A máquina térmica de Carnot 303

A qualidade da energia 305
Quantidade *versus* qualidade no dia a dia 305

6–11 O refrigerador e a bomba de calor de Carnot 306

Tópico de interesse especial: Refrigeradores domésticos 309

Resumo 313
Referências e sugestões de leitura 314
Problemas 314

CAPÍTULO 7
ENTROPIA 331

7–1 Entropia 332

Um caso especial: processos de transferência de calor isotérmicos e internamente reversíveis 334

7–2 O princípio do aumento da entropia 335

Algumas observações sobre a entropia 338

7–3 Variação da entropia de substâncias puras 339

7–4 Processos isentrópicos 342

7–5 Diagramas de propriedades envolvendo a entropia 344

7–6 O que é a entropia? 345

Entropia e geração de entropia na vida diária 347

7–7 As relações *T ds* 349

7–8 Variação da entropia de líquidos e sólidos 350

7–9 Variação da entropia dos gases ideais 354

Calores específicos constantes (análise aproximada) 354
Calores específicos variáveis (análise exata) 355
Processos isentrópicos de gases ideais 357
Calores específicos constantes (análise aproximada) 357
Calores específicos variáveis (análise exata) 358
Pressão relativa e volume específico relativo 358

7–10 Trabalho reversível no escoamento em regime permanente 361

Demonstração de que os dispositivos com escoamento em regime permanente produzem o máximo e consomem o mínimo trabalho quando o processo é reversível 364

7–11 Minimizando o trabalho do compressor 364

Compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário 366

7–12 Eficiências isentrópicas de dispositivos com escoamento em regime permanente 368

Eficiência isentrópica das turbinas 369
Eficiências isentrópicas de compressores e bombas 371
Eficiência isentrópica dos bocais 373

7–13 Balanço de entropia 375

Variação da entropia de um sistema, $\Delta S_{sistema}$ 375
Mecanismos de transferência de entropia, S_{ent} e S_{sai} 376
1 Transferência de calor 376
2 Fluxo de massa 377
Geração de entropia, S_{ger} 377
Sistemas fechados 378
Volumes de controle 379
Geração de entropia associada a um processo de transferência de calor 386

Tópico de interesse especial: Reduzindo o custo do ar comprimido 387

Resumo 396
Referências e sugestões de leitura 397
Problemas 398

CAPÍTULO 8
EXERGIA: UMA MEDIDA DO POTENCIAL DE TRABALHO 423

8–1 Exergia: potencial de trabalho da energia 424

Exergia (potencial de trabalho) associada às energias cinética e potencial 425

8–2 Trabalho reversível e irreversibilidade 427

8–3 Eficiência de segunda lei, η_{II} 432

8–4 Variação da exergia de um sistema 435

Exergia de uma massa fixa: exergia de um sistema fechado 435
Exergia de escoamento: fluxo de exergia 438

8–5 Transferência de exergia por calor, trabalho e fluxo de massa 440

Exergia por transferência de calor, Q 441
Transferência de exergia por trabalho, W 442
Transferência de exergia por fluxo de massa, m 442

8–6 O princípio da diminuição da exergia e a destruição da exergia 443

Destruição da exergia 444

8–7 Balanço de exergia: sistemas fechados 445

8–8 Balanço de exergia: volumes de controle 456

Balanço de exergia para sistemas com escoamento em regime permanente 457
Trabalho reversível, W_{rev} 458
Eficiência de segunda lei dos dispositivos com escoamento em regime permanente, η_{II} 458

Tópico de interesse especial: Aspectos da segunda lei na vida diária 465

Resumo 469
Referências e sugestões de leitura 470
Problemas 470

CAPÍTULO 9
CICLOS DE POTÊNCIA A GÁS 487

9–1 Considerações básicas na análise dos ciclos de potência 488

9–2 O ciclo de Carnot e seu valor para a engenharia 490

9–3 Hipóteses do padrão a ar 492

9–4 Uma visão geral dos motores alternativos 492

9–5 Ciclo Otto: o ciclo ideal dos motores de ignição por centelha 494

9–6 Ciclo diesel: o ciclo ideal dos motores de ignição por compressão 500

9–7 Ciclos Stirling e Ericsson 503

9–8 Ciclo Brayton: o ciclo ideal das turbinas a gás 507

Desenvolvimento das turbinas a gás 510
Diferenças entre ciclos de turbinas a gás reais e idealizados 513

9–9 O ciclo Brayton com regeneração 514

9–10 O ciclo Brayton com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração 517

9–11 Ciclos de propulsão a jato ideais 521

Modificações em motores turbojatos 525

9–12 Análise da segunda lei dos ciclos de potência a gás 527

Tópico de interesse especial: Economia de combustível e dinheiro ao dirigir 531

Resumo 537
Referências e sugestões de leitura 539
Problemas 539

CAPÍTULO 10
CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR E COMBINADOS 555

10–1 O ciclo a vapor de Carnot 556

10–2 Ciclo de Rankine: o ciclo ideal para os ciclos de potência a vapor 557

Análise de energia do ciclo de Rankine ideal 557

10–3 Desvios entre os ciclos reais de potência a vapor e os idealizados 560

10–4 Como podemos aumentar a eficiência do ciclo de Rankine? 563

Reduzindo a pressão no condensador (*reduz* $T_{L,\,med}$) 563
Superaquecendo o vapor a temperaturas mais altas (*aumenta* $T_{H,\,med}$) 564
Aumentando a pressão na caldeira (*aumenta* $T_{H,\,med}$) 564

10–5 O ciclo de Rankine ideal com reaquecimento 567

10–6 Ciclo de Rankine regenerativo ideal 571

Aquecedores de água de alimentação abertos 571
Aquecedores de água de alimentação fechados 573

10–7 Análise de segunda lei para os ciclos de potência a vapor 579

10–8 Cogeração 581

10–9 Ciclos combinados gás-vapor 586

Tópico de interesse especial: Ciclos binários a vapor 589

Resumo 592
Referências e sugestões de leitura 592
Problemas 593

CAPÍTULO 11
CICLOS DE REFRIGERAÇÃO 611

11–1 Refrigeradores e bombas de calor 612

11–2 O ciclo de Carnot reverso 613

11–3 O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor 614

11–4 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor 617

11–5 Análise de segunda lei para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor 619

11–6 Selecionando o refrigerante adequado 624

11–7 Sistemas de bombas de calor 626

11–8 Sistemas inovadores de refrigeração por compressão de vapor 627

Sistemas de refrigeração em cascata 628
Sistemas de refrigeração por compressão em múltiplos estágios 630
Sistemas de refrigeração com múltiplos propósitos em um único compressor 632
Liquefação de gases 633

11–9 Ciclos de refrigeração a gás 634

11–10 Sistemas de refrigeração por absorção 637

Tópico de interesse especial: Geração de potência termoelétrica e sistemas de refrigeração 640

Resumo 642
Referências e sugestões de leitura 643
Problemas 643

CAPÍTULO 12
RELAÇÕES DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS 661

12–1 Um pouco de matemática – derivadas parciais e relações associadas 662

Diferenciais parciais 663
Relações diferenciais parciais 665

12–2 As relações de Maxwell 667

12–3 A equação de Clapeyron 668

12–4 Relações gerais para du, dh, ds, c_v e c_p 671

Variações da energia interna 672
Variações na entalpia 672
Variações da entropia 673
Calores específicos c_v e c_p 674

12–5 Coeficiente Joule-Thomson 678

12–6 As variações Δh, Δu e Δs de gases reais 680

Variações da entalpia de gases reais 680
Variações da energia interna de gases reais 681
Variações da entropia de gases reais 682

Resumo 685
Referências e sugestões de leitura 686
Problemas 686

CAPÍTULO 13
MISTURAS DE GÁS 693

13–1 Composição de uma mistura de gases: frações mássica e molar 694

13–2 Comportamento P-v-T das misturas de gases: gases ideais e gases reais 696

Misturas de gases ideais 697
Misturas de gases reais 697

13–3 Propriedades de misturas de gases: gases ideais e gases reais 701

Misturas de gases ideais 702
Misturas de gases reais 705

Tópico de interesse especial: Potencial químico e o trabalho de separação das misturas 709

Resumo 720
Referências e sugestões de leitura 721
Problemas 721

CAPÍTULO 14
MISTURAS GÁS-VAPOR E CONDICIONAMENTO DE AR 731

14–1 Ar seco e ar atmosférico 732

14–2 Umidade específica e relativa do ar 733

14–3 Temperatura do ponto de orvalho 735

14–4 Saturação adiabática e temperaturas de bulbo úmido 737

14–5 Diagrama psicrométrico 740

14–6 Conforto humano e condicionamento de ar 741

14–7 Processos de condicionamento de ar 743

Aquecimento e resfriamento simples (ω = constante) 744
Aquecimento com umidificação 745
Resfriamento com desumidificação 746
Resfriamento evaporativo 748
Mistura adiabática de correntes de ar 749
Torres de resfriamento úmidas 751

Resumo 753
Referências e sugestões de leitura 755
Problemas 755

CAPÍTULO 15
REAÇÕES QUÍMICAS 767

15–1 Combustíveis e combustão 768

15–2 Processos de combustão teóricos e reais 772

15–3 Entalpia de formação e entalpia de combustão 779

15–4 Análise da primeira lei para os sistemas reativos 782

Sistemas em regime permanente 783
Sistemas fechados 784

15–5 Temperatura adiabática de chama 788

15–6 Variação da entropia em sistemas reativos 790

15–7 Análise de segunda lei dos sistemas reativos 792

Tópico de interesse especial: Células combustíveis 798

Resumo 800
Referências e sugestões de leitura 801
Problemas 801

CAPÍTULO 16
EQUILÍBRIOS QUÍMICO E DE FASES 813

16–1 Critérios para o equilíbrio químico 814

16–2 A constante de equilíbrio das misturas de gases ideais 816

16–3 Algumas observações sobre o K_P das misturas de gases ideais 820

16–4 Equilíbrio químico para reações simultâneas 824

16–5 Variação de K_P com a temperatura 826

16–6 Equilíbrio de fases 828

Equilíbrio de fases para um sistema de componente único 828
A regra das fases 830
Equilíbrio de fases em sistemas multicomponentes 830

Resumo 836
Referências e sugestões de leitura 837
Problemas 837

CAPÍTULO 17
ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL 847

17–1 Propriedades de estagnação 848

17–2 Velocidade do som e número de Mach 851

17–3 Escoamento isentrópico unidimensional 853

Variação da velocidade do fluido com a área de escoamento 856
Relações de propriedades para o escoamento isentrópico dos gases ideais 858

17–4 Escoamento isentrópico através de bocais 860

Bocais convergentes 860
Bocais convergentes-divergentes 865

17–5 Ondas de choque e ondas de expansão 869

Choques normais 869
Choques oblíquos 876
Ondas de expansão de Prandtl–Meyer 880

17–6 Escoamento em duto com transferência de calor e atrito desprezível (escoamento de Rayleigh) 884

Relações de propriedade para o escoamento de Rayleigh 890
Escoamento estrangulado de Rayleigh 891

17–7 Bocais de vapor 893

Resumo 896
Referências e sugestões de leitura 897
Problemas 898

APÊNDICE 1
TABELAS E DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES (EM UNIDADES NO SI) 907

TABELA A–1 Massa molar, constante do gás, e propriedades do ponto crítico 908

TABELA A–2 Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns 909

TABELA A–3 Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns 912

TABELA A–4 Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 914

TABELA A–5 Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 916

TABELA A–6 Água, vapor superaquecido 918

TABELA A–7 Água, líquido comprimido 922

TABELA A–8 Água, sólido-vapor saturados 923

FIGURA A–9 Diagrama *T-s* da água 924

FIGURA A–10 Diagrama de Mollier para a água 925

TABELA A–11 Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 926

TABELA A–12 Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 928

TABELA A–13 Refrigerante-134a, vapor superaquecido 929

FIGURA A–14 Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a 931

FIGURA A–15 Diagrama generalizado de compressibilidade de Nelson–Obert 932

TABELA A–16 Propriedades da atmosfera a grandes altitudes 933

TABELA A–17 Propriedades de gás ideal do ar 934

TABELA A–18 Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 936

TABELA A–19 Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 938

TABELA A–20 Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 940

TABELA A–21 Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO 942

TABELA A–22 Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2 944

TABELA A–23 Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O 945

TABELA A–24 Propriedades de gás ideal do oxigênio monatômico, O 947

TABELA A–25 Propriedades de gás ideal da hidroxila, OH 947

TABELA A–26 Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 25 °C e 1 atm 948

TABELA A–27 Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns 949

TABELA A–28 Logaritmos naturais da constante de equilíbrio K_P 950

FIGURA A–29 Diagrama generalizado do desvio de entalpia 951

FIGURA A–30 Diagrama generalizado do desvio de entropia 952

FIGURA A–31 Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm 953

TABELA A–32 Funções do escoamento compressível isentrópico unidimensional de um gás ideal com $k = 1,4$ 954

TABELA A–33 Funções de choque normal unidimensional para um gás ideal com $k = 1,4$ 955

TABELA A–34 Funções do escoamento de Rayleigh para um gás ideal com $k = 1,4$ 956

APÊNDICE 2

TABELAS E DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES (UNIDADES INGLESAS) 957

TABELA A–1E Massa molar, constante do gás e propriedades do ponto crítico 958

TABELA A–2E Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns 959

TABELA A–3E Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns 962

TABELA A–4E Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 964

TABELA A–5E Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 966

TABELA A–6E Água, vapor superaquecido 968

TABELA A–7E Água, líquido comprimido 972

TABELA A–8E Água, sólido-vapor saturados 973

FIGURA A–9E Diagrama *T-s* da água 974

FIGURA A–10E Diagrama de Mollier para a água 975

TABELA A–11E Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 976

TABELA A–12E Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 977

TABELA A–13E Refrigerante-134a, vapor superaquecido 978

FIGURA A–14E Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a 980

TABELA A–16E Propriedades da atmosfera a grandes altitudes 981

TABELA A–17E Propriedades de gás ideal do ar 982

TABELA A–18E Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 984

TABELA A–19E Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 986

TABELA A–20E Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 988

TABELA A–21E Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO 990

TABELA A–22E Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2 992

TABELA A–23E Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O 993

TABELA A–26E Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 77 °F e 1 atm 995

TABELA A–27E Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns 996

FIGURA A–31E Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm 997

ÍNDICE 999

Capítulo

1

Introdução e Conceitos Básicos

Cada ciência tem um vocabulário próprio, e a termodinâmica não é exceção. A definição exata dos conceitos básicos estabelece uma base sólida para o desenvolvimento da ciência e evita possíveis mal-entendidos. Iniciamos este capítulo com uma visão geral da termodinâmica e dos sistemas de unidades, e prosseguimos com uma discussão sobre alguns conceitos básicos como *sistema, estado, postulado de estado, equilíbrio* e *processo*. Discutimos também a *temperatura* e as *escalas de temperatura*, com ênfase particular à Escala de Temperatura Internacional de 1990. Em seguida, apresentamos a *pressão*, que é a força normal exercida por um fluido por unidade de área, e discutimos as pressões *absoluta* e *manométrica*, a variação da pressão com a profundidade e os dispositivos de medição de pressão, como manômetros e barômetros. O estudo cuidadoso desses conceitos é essencial para uma boa compreensão dos tópicos dos próximos capítulos. Por fim, apresentamos uma sistemática e intuitiva *técnica de solução de problemas* que pode ser usada como modelo para a solução dos problemas de engenharia.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Identificar o vocabulário exclusivo da termodinâmica por meio de uma definição precisa dos conceitos básicos, formando uma base sólida para o desenvolvimento dos seus princípios.
- Revisar o Sistema Internacional de Unidades (SI) e o sistema inglês, que serão usados ao longo do livro.
- Explicar os conceitos básicos da termodinâmica, como sistema, estado, postulado de estado, equilíbrio, processo e ciclo.
- Revisar os conceitos de temperatura, as escalas de temperatura e pressão e as pressões absoluta e manométrica.
- Introduzir uma técnica sistemática e intuitiva para resolução de problemas.

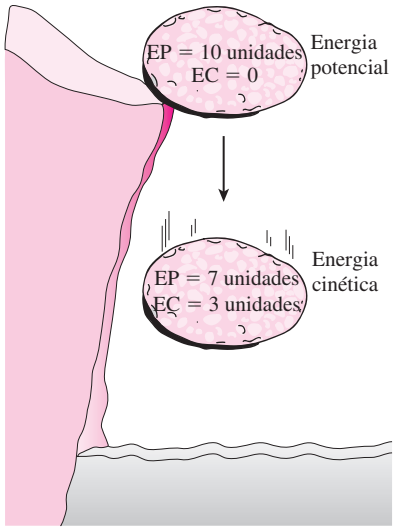


FIGURA 1–1 A energia não pode ser criada nem destruída; ela pode apenas mudar de forma (primeira lei).

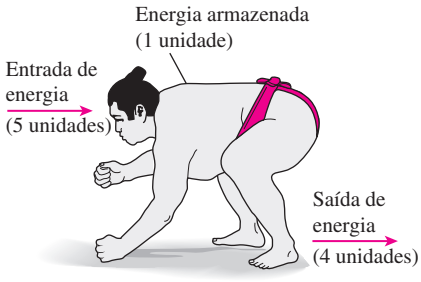


FIGURA 1–2 Princípio de conservação da energia para o corpo humano.

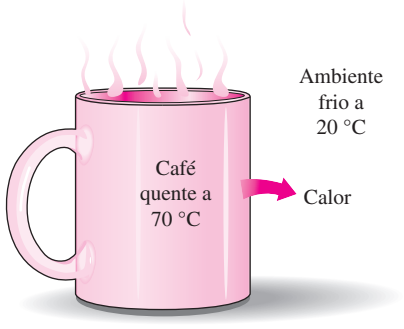


FIGURA 1–3 O calor flui da maior para a menor temperatura.

1–1 TERMODINÂMICA E ENERGIA

A termodinâmica pode ser definida como a ciência da *energia*. Embora toda pessoa tenha uma ideia do que seja energia, é difícil estabelecer uma definição exata para ela. A energia pode ser entendida como a capacidade de causar alterações.

O nome *termodinâmica* vem das palavras gregas *thérme* (calor) e *dýnamis* (força), que descrevem bem os primeiros esforços de converter calor em força. Hoje esse nome é amplamente interpretado para incluir todos os aspectos da energia e suas transformações, entre eles a geração da energia elétrica, a refrigeração e as relações que existem entre as propriedades da matéria.

Uma das leis mais fundamentais da natureza é o **princípio de conservação da energia**. Ele diz que durante uma interação, a energia pode mudar de uma forma para outra, mas que a quantidade total permanece constante. Ou seja, a energia não pode ser criada ou destruída. Uma rocha que cai de um penhasco, por exemplo, adquire velocidade como resultado de sua energia potencial ser convertida em energia cinética (Fig. 1–1). O princípio de conservação da energia também forma a base da indústria da dieta: uma pessoa que tenha uma entrada de energia (alimento) maior do que a saída de energia (exercício) ganhará peso (armazenará energia na forma de gordura), e uma pessoa que tenha entrada de energia menor do que a saída perderá peso (Fig. 1–2). A alteração no conteúdo de energia de um corpo ou de qualquer outro sistema é igual à diferença entre a entrada e a saída de energia, e o balanço de energia é expresso como $E_{ent} - E_{sai} = \Delta E$.

A **primeira lei da termodinâmica** é apenas uma expressão do princípio de conservação da energia, e diz que a *energia* é uma propriedade termodinâmica. A **segunda lei da termodinâmica** diz que a energia tem *qualidade*, assim com *quantidade*, e que os processos reais ocorrem na direção da diminuição da qualidade da energia. Por exemplo, o café quente em uma xícara deixada sobre uma mesa esfria após um certo tempo, mas o café frio em uma xícara deixada na mesma sala nunca esquenta por contra própria (Fig. 1–3). A energia de alta temperatura do café é degradada (transformada em uma forma menos útil a uma temperatura mais baixa) depois de ser transferida para o ar circundante.

Embora os princípios da termodinâmica existam desde a criação do universo, a termodinâmica só surgiu como ciência após a construção dos primeiros motores a vapor na Inglaterra, por Thomas Savery, em 1697, e por Thomas Newcomen, em 1712. Apesar de muito lentos e ineficientes, esses motores abriram caminho para o desenvolvimento de uma nova ciência.

A primeira e a segunda leis da termodinâmica surgiram simultaneamente na década de 1850, principalmente em decorrência dos trabalhos de William Rankine, Rudolph Claussius e Lord Kelvin (anteriormente William Thomson). O termo *termodinâmica* foi usado pela primeira vez em uma publicação de Lord Kelvin em 1849. O primeiro livro sobre termodinâmica foi escrito em 1859 por William Rankine, professor da University of Glasgow.

É bem conhecido o fato de que uma substância consiste em diversas partículas chamadas *moléculas*. As propriedades de uma substância naturalmente dependem do comportamento dessas partículas. Por exemplo, a pressão de um gás em um recipiente é o resultado da transferência de quantidade de movimento entre as moléculas e as paredes do recipiente. Entretanto, não é preciso saber o comportamento das partículas de gás para determinar a pressão no recipiente. Seria necessário apenas colocar um medidor de pressão no recipiente. Essa abordagem

macroscópica do estudo da termodinâmica, que não exige conhecimento do comportamento das partículas individuais, é chamada de **termodinâmica clássica**. Ela oferece um modo direto e fácil para a solução dos problemas de engenharia. Uma abordagem mais elaborada, com base no comportamento médio de grandes grupos de partículas individuais é chamada de **termodinâmica estatística**. Essa abordagem microscópica é bastante sofisticada e é utilizada neste livro apenas como um elemento suporte.

Áreas de aplicação da termodinâmica

Todas as atividades da natureza envolvem alguma interação entre energia e matéria. Assim, é difícil imaginar uma área que não se relacione à termodinâmica de alguma maneira. O desenvolvimento de uma boa compreensão dos princípios básicos da termodinâmica há muito constitui parte essencial do ensino da engenharia.

A termodinâmica é encontrada normalmente em muitos sistemas de engenharia e em outros aspectos da vida; não é preciso ir muito longe para ver algumas áreas de sua aplicação. Na verdade, não é preciso ir a lugar algum. O coração está constantemente bombeando sangue para todas as partes do corpo humano, diversas conversões de energia ocorrem em trilhões de células do corpo, e o calor gerado no corpo é constantemente rejeitado para o ambiente. O conforto humano está intimamente ligado a essa taxa de rejeição do calor metabólico. Tentamos controlar a taxa de transferência de calor ajustando nossas roupas às condições ambientais.

Outras aplicações da termodinâmica podem ser observadas no local onde moramos. Uma casa comum é, em alguns aspectos, uma galeria cheia de maravilhas da termodinâmica (Fig. 1–4). Muitos utensílios e aparelhos domésticos comuns foram criados, no seu todo ou parte, usando os princípios da termodinâmica. Alguns exemplos incluem a rede elétrica ou de gás, os sistemas de aquecimento e condicionamento de ar, o refrigerador, o umidificador, a panela de pressão, o aquecedor de água, o chuveiro, o ferro de passar roupa e até mesmo o computador e a TV. Em uma escala maior, a termodinâmica tem um papel importante no projeto das usinas nucleares, nos coletores solares e no projeto de veículos, desde os automóveis comuns até os aviões (Fig. 1–5). A casa eficiente quanto ao consumo de energia foi criada com base na minimização da perda de calor no inverno e do ganho de calor no verão. O tamanho, a localização e a potência do ventilador do seu computador também são selecionados após uma análise que envolve a termodinâmica.

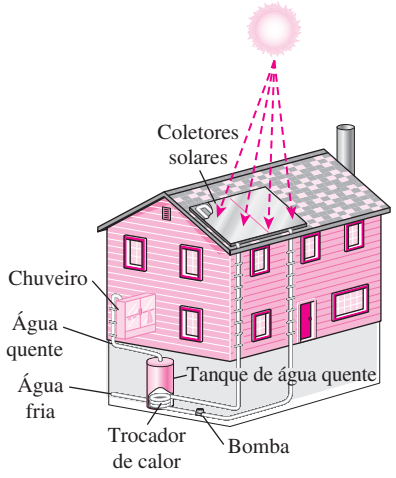


FIGURA 1–4 O projeto de muitos sistemas de engenharia, como este sistema solar de aquecimento de água, envolve a termodinâmica.

1–2 IMPORTÂNCIA DAS DIMENSÕES E UNIDADES

Toda grandeza física pode ser caracterizada pelas **dimensões**. As magnitudes atribuídas às dimensões são chamadas de **unidades**. Algumas dimensões básicas, como massa m, comprimento L, tempo t e temperatura T são designadas como **dimensões primárias** ou **fundamentais**, enquanto outras como velocidade V, energia E e volume V são expressas em função das dimensões primárias e chamadas de **dimensões secundárias** ou **dimensões derivadas**.

Vários sistemas de unidades foram desenvolvidos ao longo dos anos. Apesar dos esforços da comunidade científica e de engenharia para unificar o mundo com um único sistema de unidades, hoje ainda existem dois conjuntos de unidades em uso: o **sistema inglês**, que também é conhecido como *United States Customary*

Sistemas de refrigeração
©The McGraw-Hill Companies, Inc/Jill Braaten, fotógrafo.

Barcos
© Vol. 5/Photo Disc/Getty RF.

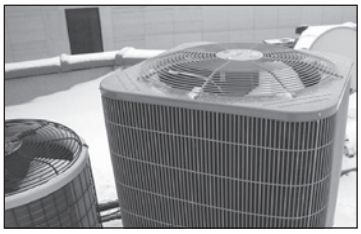
Aviões e espaçonaves
© Vol. 1/Photo Disc/Getty RF.

Usinas de energia
© Vol. 57/Photo Disc/Getty RF.

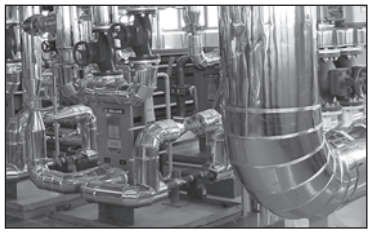
Corpo humano
© Vol. 110/Photo Disc/Getty RF.

Automóveis
Foto de John M. Cimbala.

Turbinas de vento
© Vol. 17/Photo Disc/Getty RF.



Sistemas de condicionamento de ar
© The McGraw-Hill Companies, Inc/Jill Braaten, fotógrafo.



Aplicações industriais
Cortesia de UMDE Engineering, Contracting, and Trading. Usada com permissão.

FIGURA 1–5 Algumas áreas de aplicação da termodinâmica.

System (USCS) [Sistema Usual dos Estados Unidos] e o **SI** métrico (*Le Système International d'Unités* – Sistema Internacional de Unidades) que também é conhecido como *Sistema Internacional*. O SI é um sistema simples e lógico baseado no escalonamento decimal entre as diversas unidades, utilizado em trabalhos científicos e de engenharia na maioria das nações industrializadas, incluindo a Inglaterra. O sistema inglês, porém, não tem uma base numérica sistemática aparente, e as diversas unidades desse sistema estão relacionadas entre si de forma bastante arbitrária (12 pol = 1 pé, 1 milha = 5.280 pés, 4 qt = 1gal, etc.), o que o torna confuso e difícil de entender. Os Estados Unidos é o único país industrializado que ainda não fez a conversão completa para o Sistema Internacional de Unidades (SI).

Os esforços sistemáticos para desenvolver um sistema de unidades universalmente aceito remonta a 1790, quando a Assembleia Nacional Francesa incumbiu a Academia Francesa de Ciências de criar tal sistema de unidades. Em pouco tempo, uma das primeiras versões do sistema métrico foi desenvolvida na França, mas não

teve aceitação universal até 1875, quando o *Tratado da Convenção Métrica* foi preparado e assinado por 17 nações, incluindo os Estados Unidos. Nesse tratado internacional, metro e grama foram estabelecidos como as unidades métricas de comprimento e de massa, respectivamente, e foi estabelecida uma *Conferência Geral de Pesos e Medidas* (CGPM), que deveria se reunir a cada seis anos. Em 1960, a CGPM produziu o SI, que tinha por base seis quantidades fundamentais; suas unidades foram adotadas em 1954 na Décima Conferência Geral de Pesos e Medidas: *metro* (m) para comprimento, *quilograma* (kg) para massa, *segundo* (s) para tempo, *ampère* (A) para corrente elétrica, *grau Kelvin* (°K) para temperatura e *candela* (cd) para intensidade luminosa (quantidade de luz). Em 1971, a CGPM adicionou uma sétima quantidade fundamental de unidade: *mol* (mol) para a quantidade de matéria.

Com base no esquema de notação apresentado em 1967, o símbolo de grau foi abandonado oficialmente da unidade de temperatura absoluta, e todos os nomes de unidades passaram a ser escritos sem maiúsculas, mesmo que fossem derivados de nomes próprios (Tab. 1–1). Entretanto, a abreviação de uma unidade devia ser escrita com a primeira letra em maiúscula, caso a unidade derivasse de um nome próprio. Por exemplo, a unidade no SI de força, cujo nome foi dado em homenagem a Sir Isaac Newton (1647-1723), é o *newton* (não Newton), e sua abreviação é N. Da mesma forma, o nome completo de uma unidade pode ser colocado no plural, mas não sua abreviação. Por exemplo, o comprimento de um objeto pode ser 5 m ou 5 metros, *não* 5 ms ou 5 metro. Finalmente, nenhum ponto deve ser usado nas abreviações de unidades, a menos que apareça no final de uma frase. A abreviação adequada de metro é m (não m.).

O movimento recente em direção ao sistema métrico nos Estados Unidos parece ter começado em 1968, quando o Congresso, em resposta ao que estava acontecendo no restante no mundo, aprovou a lei do estudo métrico. O congresso continuou promovendo uma mudança voluntária para o sistema métrico, aprovando a lei de conversão métrica de 1975. Um projeto de lei aprovado pelo Congresso em 1988 definiu que setembro de 1992 seria o prazo final para que todos os órgãos federais passassem a utilizar o sistema métrico. Entretanto, esses prazos foram relaxados sem nenhum plano claro para o futuro.

As indústrias envolvidas no comércio internacional (como as do setor automotivo, de refrigerantes e de bebidas alcoólicas) passaram rapidamente a utilizar o sistema métrico por questões econômicas (pois contariam com um único projeto mundial, menor número de tamanhos, estoques menores, etc.). Hoje, quase todos os automóveis fabricados nos Estados Unidos seguem o sistema métrico. Porém, a maioria das indústrias desse país resistiu à mudança, retardando assim o processo de conversão.

No momento, os Estados Unidos, uma sociedade de sistema duplo, permanecerão assim até que a transição para o sistema métrico esteja completa. Isso adiciona uma carga extra aos estudantes de engenharia norte-americanos, uma vez que eles devem manter sua compreensão do sistema inglês enquanto aprendem, pensam e trabalham no SI. Ambos os sistemas são usados neste livro, mas enfatizamos o uso do SI.

Como já apontado, o SI tem por base uma relação decimal entre as unidades. Os prefixos usados para expressar os múltiplos das diversas unidades estão listados na Tab. 1–2. Eles são padrão para todas as unidades, e o estudante é encorajado a memorizá-los em virtude de sua ampla utilização (Fig. 1–6).

TABELA 1–1

As sete dimensões fundamentais (ou primárias) e suas unidades no SI

Dimensões	Unidades
Comprimento	metro (m)
Massa	quilograma (kg)
Tempo	segundo (s)
Temperatura	kelvin (K)
Corrente elétrica	ampère (A)
Quantidade de luz	candela (cd)
Quantidade de matéria	mol (mol)

TABELA 1–2

Prefixos padrão em unidades no SI

Múltiplo	Prefixo
10^{24}	yotta, Y
10^{21}	zetta, Z
10^{18}	exa, E
10^{15}	peta, P
10^{12}	tera, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	quilo, k
10^{2}	hecto, h
10^{1}	deca, da
10^{-1}	deci, d
10^{-2}	centi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	micro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	pico, p
10^{-15}	femto, f
10^{-18}	atto, a
10^{-21}	zepto, z
10^{-24}	yocto, y

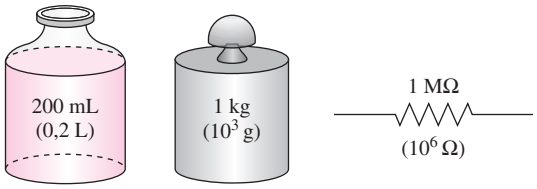


FIGURA 1–6 Os prefixos das unidades no SI são usados em todos os ramos da engenharia.

Algumas unidades do SI e inglesas

No SI, as unidades de massa, comprimento e tempo são quilograma (kg), metro (m) e segundo (s), respectivamente. As unidades respectivas do sistema inglês são a libra-massa (lbm), pé e segundo (s). Embora no idioma inglês a palavra libra se traduza por *pound*, o símbolo *lb* é, na verdade, a abreviação de *libra*, que era a antiga medida romana de peso. O inglês conservou esse símbolo mesmo depois do final da ocupação romana da Grã-Bretanha em 410 d.C. As relações das unidades de massa e comprimento dos dois sistemas são:

$$1 \text{ lbm} = 0{,}45359 \text{ kg}$$
$$1 \text{ pé} = 0{,}3048 \text{ m}$$

No sistema inglês, a força é considerada uma dimensão primária, e é atribuída a ela uma unidade não derivada. Essa é a fonte de confusão e erro que torna necessário o uso de uma constante dimensional (g_c) em muitas fórmulas. Para evitar esse aborrecimento, consideramos a força uma dimensão secundária, cuja unidade é derivada da segunda lei de Newton, ou seja

$$\text{Força} = (\text{Massa})\,(\text{Aceleração})$$

ou

$$F = ma \qquad \textbf{(1–1)}$$

No SI, a unidade de força é newton (N), e ela é definida como a *força necessária para acelerar uma massa de 1 kg a uma taxa de 1 m/s²*. No sistema inglês, a unidade de força é a **libra-força** (lbf), definida como a *força necessária para acelerar uma massa de 32,174 lbm (1 slug) a uma taxa de 1 pé/s²* (Fig. 1–7). Ou seja,

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$$
$$1 \text{ lbf} = 32{,}174 \text{ lbm} \cdot \text{pé/s}^2$$

Uma força de 1 N é aproximadamente equivalente ao peso de uma maçã pequena (m = 102 g), enquanto uma força de 1 lbf é aproximadamente equivalente ao peso de quatro maçãs médias (m_{total} = 454 g), como mostra a Fig. 1–8. Outra unidade de força normalmente usada em muitos países europeus é o *quilograma-força* (kgf), que é o peso de uma massa de 1 kg no nível do mar (1 kgf = 9,807 N).

O termo **peso** quase sempre é utilizado incorretamente para expressar massa, particularmente pelos "vigilantes do peso". Ao contrário da massa, o peso W é uma *força*. Ele é a força gravitacional aplicada a um corpo, e sua magnitude é determinada pela segunda lei de Newton,

$$W = mg \quad (\text{N}) \qquad \textbf{(1–2)}$$

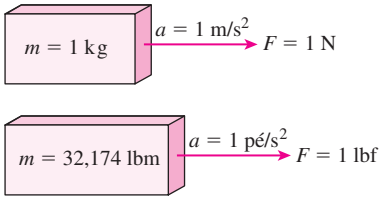


FIGURA 1–7 A definição das unidades de força.

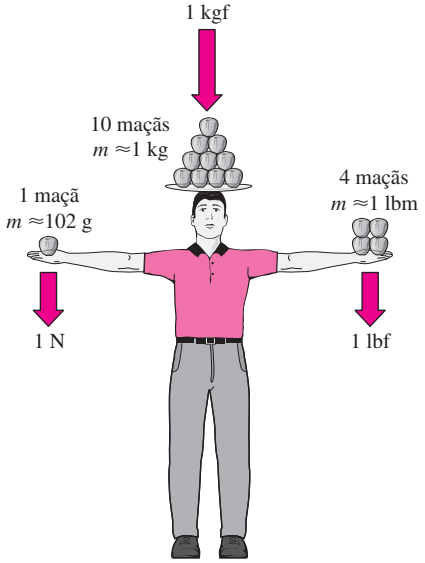


FIGURA 1–8 As magnitudes relativas das unidades de força newton (N), quilograma-força (kgf), e libra-força (lbf).

onde m é a massa do corpo e g é a aceleração gravitacional local (g é 9,807 m/s^2 ou 32,174 pé/s^2 no nível do mar e 45° de latitude). Uma balança comum mede a força gravitacional que age sobre um corpo. O peso de uma unidade de volume de uma substância é chamado de **peso específico** γ e é determinado por $\gamma = \rho g$, onde ρ é a densidade.

A massa de um corpo permanece a mesma, independentemente de sua localização no universo. Seu peso, porém, modifica-se de acordo com alterações na aceleração gravitacional. Um corpo pesa menos no alto de uma montanha, uma vez que g diminui com a altitude. Na superfície da Lua, um astronauta pesa cerca de um sexto daquilo que normalmente pesaria na Terra (Fig. 1–9).

Ao nível do mar, uma massa de 1 kg pesa 9,807 N, como ilustrado na Fig. 1–10. Uma massa de 1 lbm, porém, pesa 1 lbf, levando as pessoas a acreditar que a libra-massa e a libra-força podem ser usadas como libra (lb), o que é uma grande fonte de erro do sistema inglês.

É preciso observar que a *força da gravidade* que age sobre uma massa decorre da *atração* entre as massas e, portanto, é proporcional às magnitudes das massas e inversamente proporcional ao quadrado da distância entre elas. Assim, a aceleração gravitacional g em uma localização depende da *densidade local* da crosta da Terra, da *distância* do centro da Terra e, em menor grau, das posições da Lua e do Sol. O valor de g, de acordo com a localização, pode variar, e vai de 9,832 m/s^2 nos polos (9,789 no equador) a 7,322 m/s^2 a 1.000 km acima do nível do mar. Entretanto, a altitudes de até 30 km, a variação que o valor de g ao nível do mar (9,807 m/s^2) sofre é menor do que 1%. Assim, para a maioria das finalidades práticas, a aceleração gravitacional pode ser admitida *constante* e igual a 9,81 m/s^2. É interessante notar que, nos locais abaixo do nível do mar, o valor de g aumenta com a distância do nível do mar, atingindo um valor máximo quando essa distância é de 4.500 m, e depois começa a diminuir. (Qual valor você acha que g tem no centro da Terra?)

A principal causa de confusão entre massa e peso é que a massa em geral é medida *indiretamente* calculando-se a *força da gravidade* exercida sobre ela. Essa abordagem também considera que as forças exercidas por outros efeitos, como o empuxo, são desprezíveis. Isso é como medir a altitude de um avião por meio da pressão barométrica. A forma *direta* apropriada de medir a massa é compará-la a uma massa conhecida. Essa forma é complicada e, portanto, mais usada para calibração e medição de metais preciosos.

O *trabalho*, que é uma forma de energia, pode ser definido simplesmente como força vezes distância. Dessa forma, ele tem a unidade "newton-metro (N × m)", que é chamada de **joule** (J). Ou seja,

$$1\text{J} = 1\text{N}\cdot\text{m} \qquad \textbf{(1–3)}$$

A unidade de energia mais comum no SI é o quilojoule (1 kJ = 10^3 J). No sistema inglês, a unidade de energia é o **Btu** (unidade térmica inglesa), definida como a energia necessária para elevar em 1 °F a temperatura de 1 lbm de água a 68 °F. No sistema métrico, a quantidade de energia necessária para elevar em 1 °C a temperatura de 1 g de água a 14,5 °C é definida como uma **caloria** (cal), e 1 cal = 4,1868 J. As magnitudes do quilojoule e do Btu são quase idênticas (1 Btu = 1,0551 kJ). Uma boa maneira de ser ter um sentimento físico dessas unidades de energia é queimar um típico palito de fósforo. Ele libera aproximadamente 1 Btu (ou 1 kJ) de energia (Fig. 1–11).

A unidade da taxa de energia em relação ao tempo é o joule por segundo (J/s), que é chamado de **watt** (W). No caso do trabalho, sua taxa é chamada de *potência*.

FIGURA 1–9 Um corpo que pesa 150 lbf na Terra pesará apenas 25 lbf na Lua.

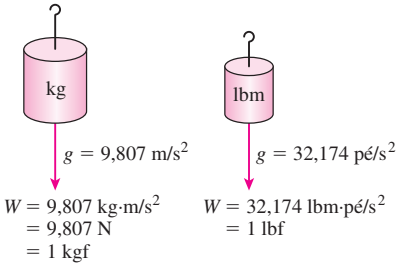


FIGURA 1–10 Peso de uma unidade de massa ao nível do mar.

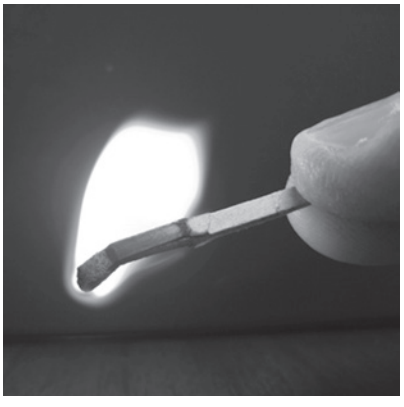


FIGURA 1–11 Um típico palito de fósforo libera cerca de 1 Btu (ou um kJ) de energia se completamente queimado.

Foto de John M. Cimbala

FIGURA 1–12 Todos os termos de uma equação devem ter a mesma unidade, para que ela seja dimensionalmente homogênea.
BLONDIE©KING FEATURES SYNDICATE.

Uma unidade comumente usada para a potência é o cavalo-vapor (hp), que é equivalente a 746 W. A energia elétrica é geralmente expressa em quilowatt-hora (kWh), que equivale a 3.600 kJ. Um aparelho elétrico com uma potência nominal de 1kW consome 1 kWh de eletricidade quando funciona continuamente por uma hora. Quando se trata de geração de energia elétrica, as unidades de kW e kWh são frequentemente confundidas. Note que kW ou kJ/s é uma unidade de potência, enquanto kWh é uma unidade de energia. Portanto, uma afirmação como "a nova turbina eólica vai gerar 50 kW de eletricidade por ano" é sem sentido e incorreta. A afirmação correta deve ser algo como "a nova turbina eólica com potência de 50 kW irá gerar 120.000kWh de eletricidade por ano".

Homogeneidade dimensional

Nós sabemos que não é possível somar maçãs e laranjas. Mas de certa maneira conseguimos fazer isso (por engano, é claro). Em engenharia, todas as equações devem ser *dimensionalmente homogêneas*. Ou seja, cada termo de uma equação deve ter a mesma unidade (Fig. 1–12). Se, em algum estágio da análise, estivermos somando duas quantidades com unidades diferentes, é uma indicação clara de que cometemos um erro nos primeiros estágios. Assim, a verificação das dimensões pode servir como uma valiosa ferramenta para detectar erros.

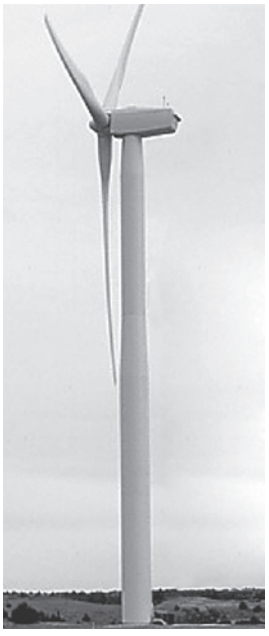


FIGURA 1–13 Uma turbina de vento (Exemplo 1–1).
Cortesia da Steve Stadler, Oklahoma Wind Power Initiative.

EXEMPLO 1–1 **Geração de energia elétrica por uma turbina de vento**

Uma escola paga US$ 0,09/kWh pela energia elétrica. Para reduzir esse custo, a escola instala uma turbina de vento (Fig. 1–13) com potência de 30 kW. Considerando que a turbina opera 2.200 horas por ano na potência citada, determine a quantidade de energia elétrica gerada pela turbina de vento e a economia da escola por ano.

SOLUÇÃO Uma turbina é instalada para gerar eletricidade. A quantidade de energia elétrica gerada e a economia anual devem ser determinadas.

Análise A turbina de vento produz energia a uma taxa de 30 kW ou 30 kJ/s. Assim, a quantidade total de energia produzida por ano torna-se

$$\begin{aligned}\text{Energia total} &= (\text{Energia por unidade de tempo})\,(\text{Intervalo de tempo})\\ &= (30\ \text{kW})\,(2.200\ \text{h})\\ &= \mathbf{66.000\ kWh}\end{aligned}$$

O dinheiro economizado anualmente é o valor monetário correspondente a esse valor de energia, e é determinado como:

$$\begin{aligned}\text{Economia} &= (\text{Energia total})\,(\text{Valor da unidade de energia})\\ &= (66.000\ \text{kWh})\,(\text{US\$ } 0{,}09/\text{kWh})\\ &= \mathbf{US\$\ 5.940}\end{aligned}$$

Discussão A produção de energia elétrica anual também pode ser determinada em kJ pela manipulação das unidades como

$$\text{Energia total} = (30\ \text{kW})\,(2.200\ \text{h})\left(\frac{3.600\ \text{s}}{1\ \text{h}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/s}}{1\ \text{kW}}\right) = 2{,}38\times 10^{8}\ \text{kJ}$$

que é equivalente a 66.000 kWh (1 kWh = 3.600 kJ).

Todos sabem por experiência que as unidades podem causar terríveis dores de cabeça se não forem usadas com cuidado na solução de um problema. Entretanto,

com um pouco de atenção e habilidade, as unidades podem ser usadas a nosso favor. Elas podem ser usadas para verificar e até para *derivar* fórmulas, como explicado no próximo exemplo.

EXEMPLO 1–2 Obtendo fórmulas por meio de considerações sobre as unidades

Um tanque está cheio de óleo cuja densidade é $\rho = 850\ \text{kg/m}^3$. Se o volume do tanque for $V = 2\ \text{m}^3$, determine a quantidade de massa m do tanque.

SOLUÇÃO O volume de um tanque de óleo é conhecido. A massa do óleo deve ser determinada.

Hipótese O óleo é uma substância incompressível, e, portanto, sua densidade é constante.

Análise Um esquema do sistema que acabamos de descrever é dado na Fig. 1–14. Suponha que tenhamos esquecido a fórmula que relaciona a massa à densidade e ao volume. Sabemos que a massa tem unidade de quilograma. Em outras palavras, quaisquer que sejam os cálculos que realizarmos, acabaremos tendo unidade de quilogramas. Colocando as informações dadas em perspectiva, temos

$$\rho = 850\ \text{kg/m}^3 \text{ e } V = 2\ \text{m}^3$$

É óbvio que podemos eliminar m^3 e obter kg multiplicando essas duas quantidades. Assim, a fórmula que estamos procurando deve ser

$$m = \rho V$$

Então,

$$m = (850\ \text{kg/m}^3)(2\ \text{m}^3) = \mathbf{1.700\ kg}$$

Discussão Observe que essa abordagem pode não funcionar para fórmulas mais complicadas. Constantes adimensionais também podem estar presentes nas fórmulas, e estas não podem ser derivadas somente por considerações de unidades.

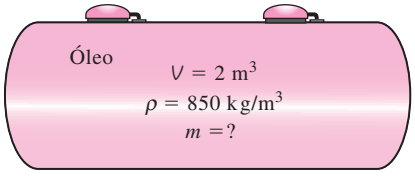


FIGURA 1–14 Esquema para o Exemplo 1–2.

Você deve ter em mente que uma fórmula que não é dimensionalmente homogênea está definitivamente errada (Fig. 1–15), e uma fórmula dimensionalmente homogênea não está necessariamente certa.

FIGURA 1–15 Verifique sempre as unidades em seus cálculos.

Fatores de conversão de unidades

Assim como todas as dimensões não primárias podem ser formadas por combinações adequadas de dimensões primárias, *todas as unidades não primárias* (***unidades secundárias***) *podem ser formadas pela combinação de unidades primárias*. As unidades de força, por exemplo, podem ser expressas como

$$\text{N} = \text{kg}\,\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \qquad e \qquad lbf = 32{,}174\ \text{lbm}\,\frac{\text{pé}}{\text{s}^2}$$

Elas também podem ser expressas de forma mais conveniente por meio dos **fatores de conversão de unidades**, como a seguir:

$$\frac{\text{N}}{\text{kg}\cdot\text{m/s}^2} = 1 \qquad \text{e} \qquad \frac{\text{lbf}}{32{,}174\ \text{lbm}\cdot\text{pé/s}^2} = 1$$

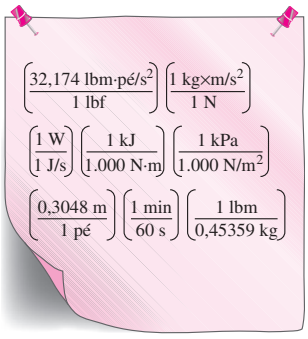


FIGURA 1–16 Cada fator de conversão de unidade (assim como o seu inverso) é exatamente igual a 1. Mostramos aqui alguns fatores que são normalmente utilizados.

Cortesia da Steve Stadler, Oklahoma Wind Power Initiative. Usada com permissão

Os fatores de conversão de unidades são sempre iguais a 1, não possuem unidade e, portanto, tais fatores (ou seus inversos) podem ser inseridos convenientemente em qualquer cálculo para converter unidades adequadamente (Fig. 1–16). Incentivamos os estudantes a sempre utilizarem esses fatores (como os que foram mostrados aqui) quando se quer converter unidades. Alguns livros inserem a constante gravitacional arcaica g_c definida como $g_c = 32{,}174\ \text{lbm·pé/lbf·s}^2 = \text{kg·m/N·s}^2 = 1$ nas equações, para forçar as unidades a coincidirem. Essa prática leva a uma confusão desnecessária e é veementemente desencorajada pelos autores. Em vez dela, recomendamos que os fatores de conversão de unidades sejam utilizados.

FIGURA 1–17 Uma massa de 1 lbm pesa 1 lbf na Terra.

EXEMPLO 1–3 O peso de uma libra-massa

Usando os fatores de conversão de unidades, mostre que 1,00 lbm pesa 1,00 lbf na Terra (Fig. 1–17).

SOLUÇÃO Uma massa de 1,00 lbm está sujeita à gravidade padrão da Terra. Seu peso em lbf deve ser determinado.

Hipótese Consideram-se as condições padrão ao nível do mar.

Propriedades A constante gravitacional é $g = 32{,}174\ \text{pé/s}^2$.

Análise Aplicamos a segunda lei de Newton para calcular o peso (força) que corresponde à massa e à aceleração conhecidas. O peso de qualquer objeto é igual à sua massa vezes o valor local da aceleração gravitacional. Assim,

$$W = mg = (1{,}00\ \text{lbm})(32{,}174\ \text{pé/s}^2)\left(\frac{1\ \text{lbf}}{32{,}174\ \text{lbm·pé/s}^2}\right) = \mathbf{1{,}00\ lbf}$$

Discussão A massa é a mesma, independentemente de sua localização. Entretanto, em algum outro planeta com um valor diferente para a aceleração gravitacional, o peso de 1 lbm seria diferente daquele que foi calculado aqui.

Peso? Eu achava que grama era uma unidade de massa!
Newton
Crunch Cereal
THE BREAKFAST OF ENGINEERS
Peso líquido: 1 libra (454 gramas)

FIGURA 1–18 Uma peculiaridade do sistema métrico de unidades.

Quando você compra uma caixa de cereais matinais, o rótulo diz "Peso líquido: 1 libra (454 gramas)". (Ver a Fig. 1–18.) Tecnicamente, isso significa que o conteúdo da caixa de cereais pesa 1,00 lbf na Terra e tem uma *massa* de 453,6 g (0,4536 kg). Usando a segunda lei de Newton, o peso real da caixa de cereais na Terra é

$$W = mg = (453{,}6\ \text{g})(9{,}81\ \text{m/s}^2)\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kg}}{1.000\ \text{g}}\right) = 4{,}49\ \text{N}$$

1–3 SISTEMAS E VOLUMES DE CONTROLE

Um sistema é definido como uma *quantidade de matéria ou região no espaço selecionada para estudo*. A massa ou região fora do sistema é chamada de **vizinhança**. A superfície real ou imaginária que separa o sistema de sua vizinhança é chamada de **fronteira** (Fig. 1–19). A fronteira de um sistema pode ser *fixa* ou *móvel*. Observe que ela é a superfície de contato compartilhada pelo sistema e pela vizinhança. Em termos matemáticos, a fronteira tem espessura zero e, portanto, não pode conter massa nem ocupar nenhum volume no espaço. Os sistemas podem

ser considerados *fechados* ou *abertos*, dependendo da seleção de uma massa fixa ou de um volume fixo para o estudo.

Um **sistema fechado** (também conhecido como **massa de controle**) consiste em uma quantidade fixa de massa, e nenhuma massa pode atravessar sua fronteira. Ou seja, nenhuma massa pode entrar ou sair de um sistema fechado, como mostra a Fig. 1–20. Entretanto, a energia na forma de calor ou trabalho pode cruzar a fronteira, e o volume de um sistema fechado não precisa ser necessariamente fixo. Se, em um caso especial, nem a energia atravessa a fronteira, esse sistema é chamado de **sistema isolado**.

Considere o arranjo pistão-cilindro mostrado na Fig. 1–21. Desejamos descobrir o que acontece ao gás que está confinado quando é aquecido. Como nos concentramos no gás, esse será nosso sistema. As superfícies internas do pistão e do cilindro formam a fronteira; como nenhuma massa está cruzando essa fronteira, trata-se de um sistema fechado. Observe que a energia pode atravessar a fronteira, e que parte da fronteira (neste caso, a superfície interna do pistão) pode se mover. Tudo o que estiver fora do gás, incluindo o pistão e o cilindro, é a vizinhança.

Um **sistema aberto**, ou um **volume de controle**, como é usualmente chamado, é uma região criteriosamente selecionada no espaço. Em geral, ele inclui um dispositivo que envolve fluxo de massa, como um compressor, uma turbina ou um bocal. O escoamento através desses dispositivos pode ser melhor estudado selecionando-se a região dentro do dispositivo como o volume de controle. Tanto massa quanto energia podem cruzar a fronteira de um volume de controle.

Diversos problemas de engenharia envolvem fluxos de massa para dentro e para fora de um sistema e, portanto, são modelados como *volumes de controle*. Um aquecedor de água, um radiador de automóvel, uma turbina e um compressor apresentam fluxo de massa e devem ser analisados como volumes de controle (sistemas abertos), em vez de massas de controle (sistemas fechados). Em geral, *toda região arbitrária no espaço* pode ser selecionada como um volume de controle. Não existem regras concretas para a seleção dos volumes de controle, mas a opção adequada certamente torna a análise muito mais fácil. Se tivéssemos que analisar o fluxo de ar através de um bocal, por exemplo, uma boa opção para o volume de controle seria a região interna do bocal.

As fronteiras de um volume de controle são chamadas de *superfície de controle*, e podem ser reais ou imaginárias. No caso de um bocal, a superfície interna do bocal forma a parte real da fronteira, e as áreas de entrada e saída formam a parte imaginária, uma vez que nelas não existem superfícies físicas (Fig. 1–22*a*). Um volume de controle pode ter tamanho e forma fixos, como um bocal, por exemplo, ou pode envolver uma fronteira móvel, como mostra a Fig. 1–22*b*. A maioria dos volumes de controle, porém, tem fronteiras fixas e, assim, não possuem nenhuma fronteira móvel. Em um volume de controle também pode haver interações de calor e trabalho, como em um sistema fechado, além de interação de massa.

Como exemplo de um sistema aberto, considere o aquecedor de água mostrado na Fig. 1–23. Desejamos determinar quanto calor deve ser transferido para a água do tanque a fim de obter uma corrente constante de água quente. Como a água quente sairá do tanque e será substituída pela água fria, não é conveniente escolhermos uma massa fixa como nosso sistema para a análise. Em vez disso, podemos concentrar nossa atenção no volume formado pelas superfícies interiores do tanque e considerar as correntes de água quente e fria como massa que

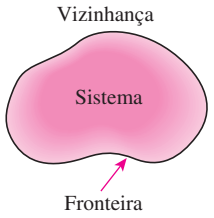


FIGURA 1–19 Sistema, vizinhança, e fronteira.

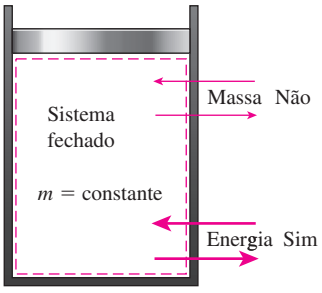


FIGURA 1–20 A massa não pode atravessar as fronteiras de um sistema fechado, mas a energia pode.

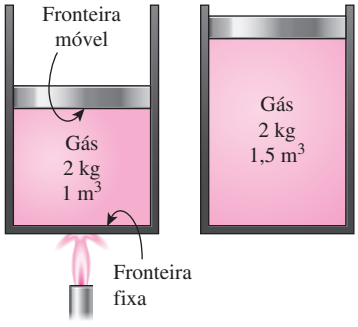


FIGURA 1–21 Um sistema fechado com uma fronteira móvel.

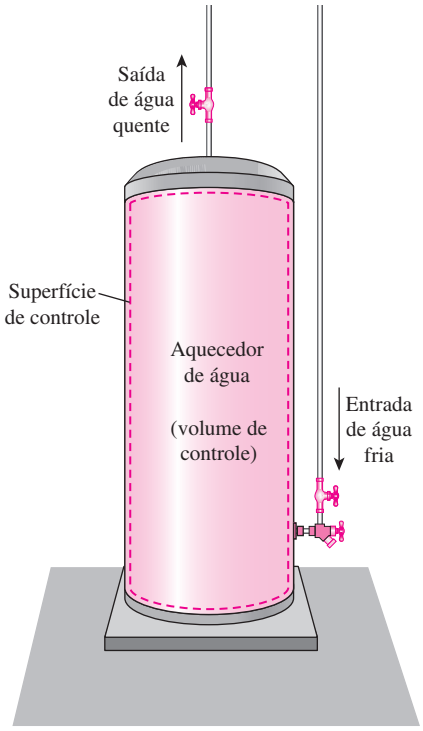
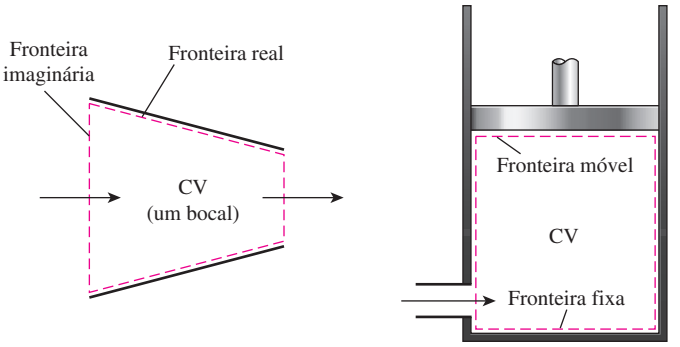


FIGURA 1–23 Sistema aberto (um volume de controle) com uma entrada e uma saída.



(*a*) Um volume de controle com fronteiras real e imaginária

(*b*) Um volume de controle com fronteiras fixa e móvel

FIGURA 1–22 Um volume de controle pode conter fronteiras fixas, móveis, reais e imaginárias.

sai e entra do volume de controle. As superfícies interiores do tanque formam a superfície de controle nesse caso, e a massa cruza a superfície de controle em dois locais.

Em uma análise de engenharia, o sistema em estudo *deve* ser definido com cuidado. Na maioria dos casos, os sistemas investigados são bastante simples e óbvios, e a definição do sistema pode parecer uma tarefa entediante e desnecessária. Em outros casos, porém, o sistema em estudo pode ser muito sofisticado, e uma escolha adequada do sistema pode simplificar bastante a análise.

1–4 PROPRIEDADES DE UM SISTEMA

Qualquer característica de um sistema é chamada de **propriedade**. Algumas propriedades familiares são a pressão P, a temperatura T, o volume V e a massa m. A lista pode se estender incluindo propriedades menos conhecidas como a viscosidade, a condutividade térmica, o módulo de elasticidade, o coeficiente de expansão térmica, a resistividade elétrica e até mesmo a velocidade e a altura.

As propriedades podem ser classificadas como *intensivas* ou *extensivas*. As **propriedades intensivas** são independentes da massa de um sistema, como temperatura, pressão e densidade. As **propriedades extensivas** são valores que dependem do tamanho – ou extensão – do sistema. A massa total, o volume total e a quantidade de movimento total são alguns exemplos de propriedades extensivas. Um modo fácil de determinar se uma propriedade é intensiva ou extensiva é dividir o sistema em duas partes iguais com uma partição imaginária, como mostra a Fig. 1–24. Cada parte terá propriedades intensivas com o mesmo valor do sistema original, mas metade do valor original no caso das propriedades extensivas.

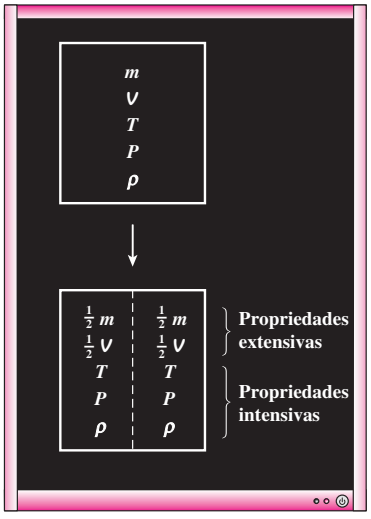


FIGURA 1–24 Critério para diferenciar propriedades intensivas e extensivas.

Geralmente, as letras maiúsculas são usadas para indicar propriedades extensivas (com a massa m como a grande exceção), e as minúsculas, para as propriedades intensivas (com a pressão P e a temperatura T como as exceções óbvias).

As propriedades extensivas por unidade de massa são chamadas de **propriedades específicas**. Alguns exemplos de propriedades específicas são o volume específico ($v = V/m$) e a energia total específica ($e = E/m$).

Contínuo

A matéria é formada por átomos que se encontram amplamente espaçados na fase gasosa. Entretanto, é bastante conveniente ignorar a natureza atômica de uma

substância e vê-la como uma matéria contínua, homogênea e sem descontinuidades, ou seja, um **contínuo**. A idealização do contínuo permite tratar as propriedades como funções pontuais e considerar que as propriedades variam continuamente no espaço sem saltos de descontinuidade. Essa idealização é válida desde que o tamanho do sistema com o qual lidamos seja grande com relação ao espaçamento entre as moléculas. Esse é o caso de praticamente todos os problemas, com exceção de alguns mais específicos. A idealização do contínuo está implícita em muitas de nossas afirmações, como "a densidade da água em um copo é a mesma em qualquer ponto".

Para se ter uma ideia das distâncias existentes no nível molecular, considere um recipiente repleto de oxigênio nas condições atmosféricas. O diâmetro da molécula de oxigênio é de aproximadamente 3×10^{-10} m e sua massa é de $5{,}3 \times 10^{-26}$ kg. Da mesma forma, o *percurso livre médio* do oxigênio à pressão de 1 atm e 20 °C é de $6{,}3 \times 10^{-8}$ m. Ou seja, uma molécula de oxigênio percorre, em média, uma distância de $6{,}3 \times 10^{-8}$ m (cerca de 200 vezes o seu diâmetro) até colidir com outra molécula.

Além disso, existem cerca de 3×10^{16} moléculas de oxigênio no minúsculo volume de 1 mm^3 à pressão de 1 atm e a 20 °C (Fig. 1–25). O modelo do contínuo se aplica apenas enquanto o comprimento característico do sistema (tal como seu diâmetro) for muito maior do que o percurso livre médio das moléculas. Em vácuos muito altos ou altitudes muito grandes, o percurso livre médio pode se tornar grande (por exemplo, ele é de cerca de 0,1 m para o ar atmosférico a uma altitude de 100 km). Nesses casos, a **teoria do escoamento de gás rarefeito** deve ser utilizada, e o impacto de moléculas individuais deve ser considerado. Neste livro, limitaremos nossa atenção a substâncias que podem ser modeladas como um contínuo.

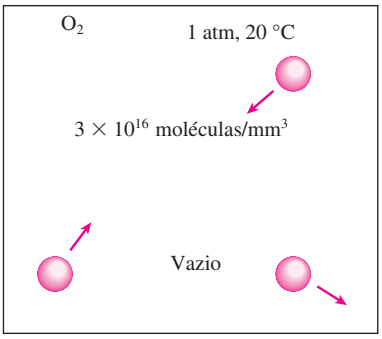


FIGURA 1–25 Apesar das grandes distâncias entre as moléculas, uma substância pode ser tratada como um contínuo devido ao elevado número de moléculas que existem mesmo em um volume extremamente pequeno.

1–5 DENSIDADE E DENSIDADE RELATIVA

A **densidade** é definida como *massa por unidade de volume* (Fig. 1–26).

Densidade:
$$\rho = \frac{m}{V} \qquad (\text{kg/m}^3) \tag{1–4}$$

O inverso da densidade é o **volume específico** v, definido como *volume por unidade de massa*. Ou seja,

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \tag{1–5}$$

Para um volume diferencial elementar de massa δm e volume δV, a densidade pode ser expressa como $\rho = \delta m/\delta V$.

Geralmente, a densidade de uma substância depende da temperatura e da pressão. A densidade da maioria dos gases é proporcional à pressão e inversamente proporcional à temperatura. Os líquidos e sólidos, por sua vez, são substâncias essencialmente incompressíveis, e a variação de suas densidades com a pressão são geralmente desprezíveis. A 20 °C, por exemplo, a densidade da água varia de 998 kg/m^3 a 1 atm até 1.003 kg/m^3 a 100 atm, uma alteração de apenas 0,5%. As densidades de líquidos e sólidos dependem muito mais da temperatura do que da pressão. A 1 atm, por exemplo, a densidade da água varia de 998 kg/m^3 a 20 °C até 975 kg/m^3 a 75 °C, uma alteração de 2,3%, a qual pode ainda ser considerada desprezível em muitas análises de engenharia.

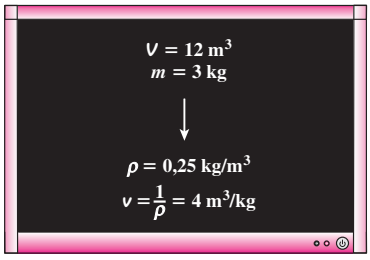


FIGURA 1–26 Densidade é massa por unidade de volume; volume específico é volume por unidade de massa.

TABELA 1–3

Densidade relativa

Substância	DR
Água	1,0
Sangue	1,05
Água do mar	1,025
Gasolina	0,7
Álcool etílico	0,79
Mercúrio	13,6
Madeira	0,3–0,9
Ouro	19,2
Ossos	1,7–2,0
Gelo	0,92
Ar (a 1 atm)	0,0013

Às vezes, a densidade de uma substância é dada de forma relativa à densidade de uma substância bem conhecida. Nesse caso, ela é chamada de **gravidade específica** ou **densidade relativa**, e é definida como a *razão entre a densidade da substância e a densidade de alguma substância padrão*, a uma temperatura especificada (em geral água a 4 °C, para a qual $\rho_{H_2O} = 1.000\ kg/m^3$). Ou seja,

Densidade relativa:
$$DR = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \tag{1–6}$$

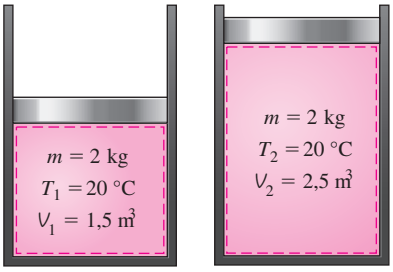
Observe que a densidade relativa de uma substância é uma grandeza adimensional. Entretanto, em unidades no SI, o valor numérico da densidade relativa de uma substância é exatamente igual à sua densidade em g/cm^3 ou kg/l (ou 0,001 vezes a densidade em kg/m^3), uma vez que a densidade da água a 4 °C é de 1 g/cm^3 = 1 kg/l = 1.000 kg/m^3. A densidade relativa do mercúrio a 0 °C, por exemplo, é de 13,6. Assim, sua densidade a 0 °C é de 13,6 g/cm^3 = 13,6 kg/L = 13.600 kg/m^3. As densidades relativas de algumas substâncias a 0 °C são fornecidas na Tab. 1–3. Observe que as substâncias com densidades relativas menores do que 1 são mais leves do que a água e, portanto, flutuam.

O peso de uma unidade de volume de uma substância é chamado de **peso específico** e pode ser expresso como

Peso específico:
$$\gamma_s = \rho g \quad (N/m^3) \tag{1–7}$$

onde g é a aceleração gravitacional.

As densidades dos líquidos são essencialmente constantes, por isso eles podem ser aproximados como substâncias incompressíveis durante a maioria dos processos, sem grandes prejuízos.



(*a*) Estado 1 (*b*) Estado 2

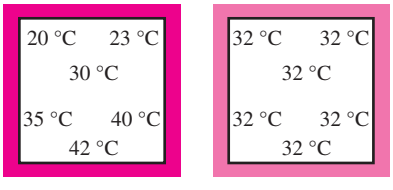
FIGURA 1–27 Um sistema em dois estados diferentes.

1–6 ESTADO E EQUILÍBRIO

Considere um sistema que não esteja passando por nenhuma mudança. Nesse ponto, todas as propriedades podem ser medidas ou calculadas em todo o sistema, o que nos dá um conjunto de propriedades que descreve completamente a condição ou o **estado** do sistema. Em determinado estado, todas as propriedades de um sistema têm valores fixos. Se o valor de apenas uma propriedade mudar, o estado será diferente. A Fig. 1–27 mostra um sistema em dois estados diferentes.

A termodinâmica trata de estados em *equilíbrio*. A palavra **equilíbrio** implica um estado também de equilíbrio. Em um estado de equilíbrio não existem potenciais desbalanceados (ou forças motrizes) dentro do sistema. Um sistema em equilíbrio não passa por mudanças quando é isolado de sua vizinhança.

Existem muitos tipos de equilíbrio, e um sistema não está em equilíbrio termodinâmico a menos que as condições para todos os tipos relevantes de equilíbrio sejam atendidas. Por exemplo, um sistema está em **equilíbrio térmico** se a temperatura for igual em todo o sistema, como mostra a Fig. 1–28. Ou seja, o sistema não contém nenhuma variação diferencial de temperatura, que é a força motriz do fluxo de calor. O **equilíbrio mecânico** está relacionado à pressão, e um sistema está em equilíbrio mecânico se não houver variação na pressão em qualquer ponto do sistema com o tempo. Entretanto, a pressão pode variar com a altura dentro do sistema como resultado de efeitos gravitacionais. Por exemplo, a pressão mais alta em uma camada inferior é equilibrada pelo peso extra que ela deve suportar e, portanto, não há desequilíbrio de forças. A variação da pressão como resultado da gravidade na maioria dos sistemas termodinâmicos é relativamente pequena e geralmente ignorada. Se um sistema contém duas fases, ele está em **equilíbrio de**



(*a*) Antes (*b*) Depois

FIGURA 1–28 Um sistema fechado atingindo o equilíbrio térmico.

fase quando a massa de cada fase atinge um nível de equilíbrio e permanece nele. Finalmente, um sistema está em **equilíbrio químico** se sua composição química não mudar com o tempo, ou seja, se não ocorrer nenhuma reação química. Um sistema não estará em equilíbrio, a menos que todos os critérios relevantes de equilíbrio sejam satisfeitos.

FIGURA 1–29 O estado do nitrogênio é fixado por duas propriedades intensivas independentes.

O postulado de estado

Como já dissemos, o estado de um sistema é descrito por suas propriedades. Mas sabemos por experiência que não precisamos especificar todas as propriedades para definir um estado. Após a especificação de um número suficiente de propriedades, o restante das propriedades automaticamente assume determinados valores. Ou seja, a especificação de um determinado número de propriedades é suficiente para fixar um estado. O número de propriedades necessárias para definir o estado de um sistema é dado pelo **postulado de estado**:

> **O estado de um sistema compressível simples é completamente especificado por duas propriedades intensivas independentes.**

Um sistema é chamado de **sistema compressível simples** na ausência de efeitos elétricos, magnéticos, gravitacionais, de movimento e de tensão superficial. Esses efeitos decorrem de campos de força externos, e são desprezíveis na maioria dos problemas de engenharia. Caso contrário, uma propriedade adicional precisaria ser especificada para cada efeito não desprezível. Para que os efeitos gravitacionais sejam considerados, a altura z, por exemplo, precisa ser especificada, além das duas propriedades necessárias para fixar o estado.

O postulado de estado requer que duas propriedades especificadas sejam independentes para que o estado seja definido. Duas propriedades são **independentes** se uma propriedade puder ser alterada enquanto a outra é mantida constante. Por exemplo, a temperatura e o volume específico são sempre propriedades independentes e, juntas, podem definir o estado de um sistema compressível simples (Fig. 1–29). A temperatura e a pressão, porém, são propriedades independentes nos sistemas monofásicos, mas são propriedades dependentes nos sistemas multifásicos. Ao nível do mar ($P = 1$ atm), a água ferve a 100 °C, mas no alto de uma montanha, onde a pressão é mais baixa, a água ferve a uma temperatura mais baixa. Ou seja, $T = f(P)$ durante um processo de mudança de fase; assim, a temperatura e a pressão não são suficientes para definir o estado de um sistema bifásico. Os processos de mudança de fase são discutidos com detalhes no Cap. 3.

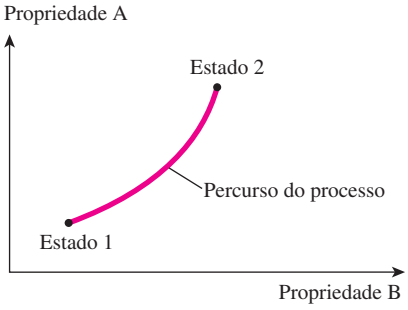


FIGURA 1–30 Um processo entre os estados 1 e 2 e o percurso do processo.

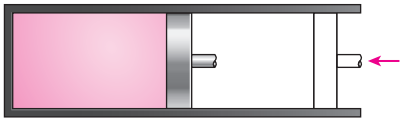
1–7 PROCESSOS E CICLOS

Toda mudança na qual um sistema passa de um estado de equilíbrio para outro é chamada de **processo**, e a série de estados pelos quais um sistema passa durante um processo é chamada de **percurso** do processo (Fig. 1–30). Para descrever um processo completamente, é preciso especificar os estados inicial e final do processo, bem como o percurso que ele segue, além das interações com a vizinhança.

Quando um processo se desenvolve de forma que o sistema permaneça infinitesimalmente próximo a um estado de equilíbrio em todos os momentos, ele é chamado de **processo quase-estático** ou **processo de quase-equilíbrio**. Um processo de quase-equilíbrio pode ser visto como um processo suficientemente lento que permite ao sistema ajustar-se internamente para que as propriedades de uma parte do sistema não mudem mais rapidamente do que as propriedades das outras partes.

Isso é ilustrado na Fig. 1–31. Quando o gás de um arranjo pistão-cilindro é repentinamente comprimido, as moléculas próximas à face do pistão não terão tempo

(*a*) Compressão lenta (quase-equilíbrio)



(*b*) Compressão muito rápida (não equilíbrio)

FIGURA 1–31 Processos de compressão de quase-equilíbrio e de não equilíbrio.

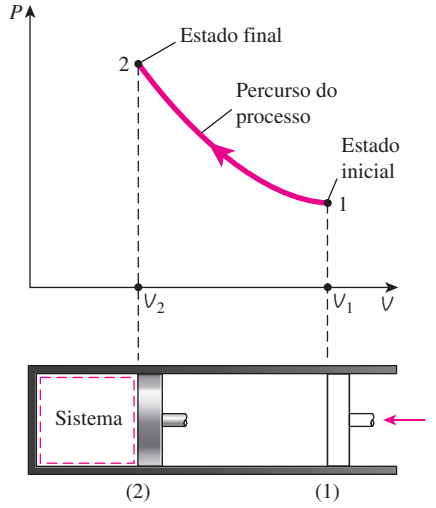


FIGURA 1–32 O diagrama *P*-*V* de um processo de compressão.

suficiente para se deslocar e vão se acumular em uma região pequena à frente do pistão, criando ali uma região de alta pressão. Por causa dessa diferença de pressão, não é mais possível dizer que o sistema está em equilíbrio, e isso o caracteriza como um processo de não equilíbrio. Entretanto, se o pistão for movimentado lentamente, as moléculas terão tempo suficiente para se redistribuírem e não haverá acúmulo de moléculas à frente do pistão. Como resultado, a pressão dentro do cilindro será sempre quase uniforme e se elevará à mesma taxa em todos os locais. Como o equilíbrio é mantido em todos os instantes, o processo é de quase-equilíbrio.

É preciso notar que um processo de quase-equilíbrio é idealizado, e não é uma representação verdadeira de um processo real. Entretanto, muitos processos reais se aproximam bastante dos processos de quase-equilíbrio e podem ser modelados como tais com um erro desprezível. Engenheiros se interessam por processos de quase-equilíbrio por dois motivos. Em primeiro lugar, eles são fáceis de analisar; em segundo, os dispositivos que produzem trabalho fornecem mais trabalho quando operam nos processos de quase-equilíbrio. Assim, os processos de quase-equilíbrio servem como padrão de comparação para os processos reais.

Diagramas de processo traçados com o emprego de propriedades termodinâmicas como coordenadas são muito úteis na visualização dos processos. Algumas propriedades comuns usadas como coordenadas são a temperatura *T*, a pressão *P* e o volume *V* (ou o volume específico *v*). A Fig. 1–32 mostra o diagrama *P*-*V* do processo de compressão de um gás.

Observe que o percurso do processo indica uma série de estados de equilíbrio pelos quais o sistema passa durante um processo, e tem significado apenas para os processos de quase equilíbrio. Nos processos de não equilíbrio, não somos capazes de caracterizar todo o sistema com um único estado e, portanto, não podemos falar de um percurso de processo para um sistema como um todo. Um processo de não equilíbrio é indicado por uma linha tracejada entre o estado inicial e final, em vez de uma linha contínua.

O prefixo *iso-* é quase sempre usado para designar um processo em que determinada propriedade permanece constante. O **processo isotérmico**, por exemplo, é um processo durante o qual a temperatura *T* permanece constante; o **processo isobárico** é um processo durante o qual a pressão *P* permanece constante; e o **processo isocórico** (ou **isométrico**) é um processo durante o qual o volume específico *v* permanece constante.

Diz-se que um sistema executou um **ciclo** quando ele retorna ao estado inicial no final do processo. Ou seja, para um ciclo, os estados inicial e final são idênticos.

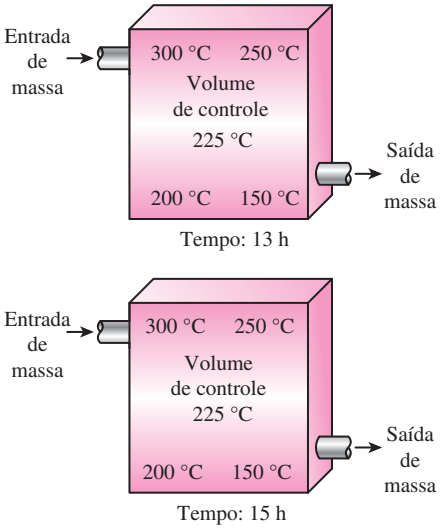


FIGURA 1–33 Durante um processo em regime permanente, as propriedades do fluido dentro do volume de controle podem variar com a posição, mas não com o tempo.

O processo em regime permanente

Os termos *permanente* e *uniforme* são usados com frequência na engenharia e, portanto, é importante ter uma compreensão clara de seus significados. O termo *permanente* implica *nenhuma modificação com o tempo*. O oposto de permanente é *transiente*, ou *temporário.* O termo *uniforme,* por sua vez, implica *nenhuma variação espacial*. Esses termos são consistentes com o seu uso no dia a dia (namorada fixa, propriedades uniformes, etc.).

Diversos equipamentos de engenharia operam por longos períodos sob as mesmas condições e são classificados como *dispositivos de regime permanente*. Os processos que envolvem tais dispositivos podem ser razoavelmente bem representados por um processo algo idealizado chamado de **processo em regime permanente**, que pode ser definido como um *processo durante o qual um fluido escoa através de um volume de controle de forma permanente* (Fig. 1–33). Ou

seja, as propriedades podem mudar de um ponto para outro dentro do volume de controle, mas em qualquer ponto fixo elas permanecem as mesmas durante todo o processo. Assim, o volume V, a massa m e o conteúdo de energia total E do volume de controle permanecem constantes durante um processo em regime permanente (Fig. 1–34).

Condições de regime permanente podem ser aproximadas de forma bastante satisfatória por dispositivos que se destinam à operação contínua, como turbinas, bombas, caldeiras, condensadores, trocadores de calor, usinas de potência ou sistemas de refrigeração. Alguns dispositivos cíclicos, como motores ou compressores alternativos, não atendem a nenhuma das condições expostas anteriormente, uma vez que o fluxo nas entradas e saídas é pulsante e não permanente. Entretanto, as propriedades do fluido variam com o tempo de forma periódica, e o escoamento através desses dispositivos ainda pode ser analisado como um processo em regime permanente quando se utiliza valores médios de tempo para as propriedades.

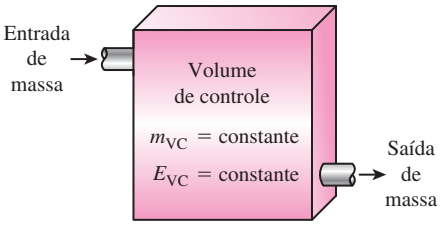


FIGURA 1–34 Sob condições de regime permanente, as quantidades de massa e energia de um volume de controle permanecem constantes.

1–8 TEMPERATURA E A LEI ZERO DA TERMODINÂMICA

Embora estejamos familiarizados com a temperatura como medida de "calor" ou "frio", não é fácil apresentar uma definição exata para ela. Com base em nossas sensações fisiológicas, expressamos o nível de temperatura qualitativamente com palavras como *frio de congelar, frio, morno, quente* e *muito quente.* Entretanto, não podemos atribuir valores a temperaturas com base apenas em nossas sensações. Além disso, nossos sentidos podem nos enganar. Uma cadeira de metal, por exemplo, será muito mais fria do que uma cadeira de madeira, mesmo quando ambas estiverem à mesma temperatura.

Felizmente, várias propriedades dos materiais mudam com a temperatura de maneira *repetida* e *previsível*, e isso cria a base para a medição da temperatura com exatidão. O comumente usado termômetro de bulbo de mercúrio, por exemplo, tem por base a expansão do mercúrio com a temperatura. A temperatura pode ser também medida usando várias outras propriedades dependentes da temperatura.

Em uma experiência comum, uma xícara com café quente deixada sobre uma mesa esfria após algum tempo, da mesma forma que uma bebida fria esquenta. Ou seja, quando um corpo é colocado em contato com outro corpo que está a uma temperatura diferente, o calor é transferido do corpo com temperatura mais alta para aquele com temperatura mais baixa até que ambos os corpos atinjam a mesma temperatura (Fig. 1–35). Nesse ponto, a transferência de calor para e diz-se que os dois corpos atingiram o **equilíbrio térmico**. A igualdade de temperatura é a única exigência para o equilíbrio térmico.

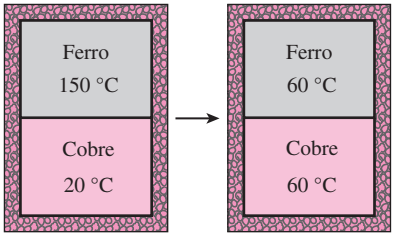


FIGURA 1–35 Dois corpos em um invólucro isolado atingem o equilíbrio térmico quando são colocados em contato.

A **lei zero da termodinâmica** afirma que, se dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro corpo, eles também estão em equilíbrio térmico entre si. Pode parecer tolice que um fato tão óbvio seja uma das leis básicas da termodinâmica. Entretanto, tal fato não pode ser concluído a partir das outras leis da termodinâmica, e serve como base para a validade da medição da temperatura. Ao substituir o terceiro corpo por um termômetro, a lei zero pode ser reescrita como *dois corpos estão em equilíbrio térmico se ambos tiverem a mesma leitura de temperatura, mesmo que não estejam em contato.*

A lei zero foi formulada e batizada por R. H. Fowler, em 1931. Como sugere o nome, seu valor como princípio físico fundamental foi reconhecido mais de meio século depois da formulação da primeira e segunda leis da termodinâmica. Ela foi

denominada lei zero, já que deveria ter precedido a primeira e a segunda leis da termodinâmica.

Escalas de temperatura

As escalas de temperatura permitem usar uma base comum para as medições de temperatura, e várias foram criadas ao longo da história. Todas as escalas de temperatura se baseiam em alguns estados facilmente reprodutíveis, como os pontos de congelamento e de ebulição da água, os quais também são chamados de *ponto de gelo* e *ponto de vapor de água*, respectivamente. Diz-se que uma mistura de gelo e água que está em equilíbrio com o ar saturado com vapor à pressão de 1 atm está no ponto de gelo, e que uma mistura de água líquida e vapor de água (sem ar) em equilíbrio à pressão de 1 atm está no ponto de vapor de água.

As escalas de temperatura usadas hoje no SI e no sistema inglês são a **escala Celsius** (anteriormente chamada de *escala centígrada*, e renomeada em 1948 em homenagem ao astrônomo sueco A. Celsius, 1702-1744, que a criou) e a **escala Fahrenheit** (em homenagem ao fabricante de instrumentos alemão G. Fahrenheit, 1686-1736), respectivamente. Na escala Celsius, aos pontos de gelo e de vapor foram atribuídos originalmente os valores 0 °C e 100 °C, respectivamente. Os valores correspondentes na escala Fahrenheit são 32 °F e 212 °F. Com frequência, elas são chamadas de *escalas de dois pontos*, já que os valores de temperatura são atribuídos em dois pontos diferentes.

Em termodinâmica, é bastante desejável uma escala de temperatura que seja independente das propriedades de qualquer substância. Tal escala de temperatura é chamada de **escala termodinâmica de temperatura**, que será desenvolvida posteriormente em conjunto com a segunda lei da termodinâmica. A escala termodinâmica de temperatura no SI é a **escala Kelvin**, assim chamada em homenagem a Lord Kelvin (1824-1907). A unidade de temperatura dessa escala é o **kelvin**, designado por K (não °K; o símbolo de grau foi oficialmente eliminado do kelvin em 1967). A menor temperatura da escala Kelvin é o zero absoluto, ou 0 K. Dessa forma, apenas um único ponto de referência diferente de zero precisa ser atribuído para estabelecer a inclinação dessa escala linear. Usando técnicas não convencionais de refrigeração, cientistas se aproximaram do zero absoluto kelvin (eles atingiram 0,000000002 K em 1989).

A escala termodinâmica de temperatura do sistema inglês é a **escala Rankine**, assim chamada em homenagem a William Rankine (1820-1872). A unidade de temperatura dessa escala é o **rankine**, designado por R.

Uma escala de temperatura quase idêntica à escala Kelvin é a **escala de temperatura do gás ideal**. As temperaturas dessa escala são medidas usando-se um **termômetro de gás a volume constante**, que é basicamente um vaso rígido preenchido com um gás (em geral hidrogênio ou hélio) a baixa pressão. Esse termômetro tem por base o princípio de que *em baixas temperaturas, a temperatura de um gás é proporcional à sua pressão a um volume constante.* Ou seja, a temperatura de um volume fixo de gás varia *linearmente* com a pressão a pressões suficientemente baixas. Dessa forma, a relação entre a temperatura e a pressão do gás no vaso pode ser expressa como

$$T = a + bP \qquad \textbf{(1–8)}$$

onde os valores das constantes a e b para um termômetro de gás são determinados experimentalmente. Quando a e b são conhecidos, a temperatura de um dado meio pode ser calculada a partir dessa relação, imergindo o vaso rígido do termômetro

de gás no meio e medindo a pressão do gás quando o equilíbrio térmico é estabelecido entre o meio e o gás no vaso cujo volume é mantido constante.

Uma escala de temperatura de gás ideal pode ser desenvolvida medindo-se as pressões do gás no vaso em dois pontos reprodutíveis (como os pontos de gelo e de vapor de água) e atribuindo valores adequados às temperaturas nesses dois pontos. Considerando que apenas uma linha reta passa por dois pontos fixos em um plano, essas duas medições são suficientes para determinar as constantes a e b da Eq. 1–8. Assim, a temperatura desconhecida T de um meio correspondente a uma leitura de pressão P pode ser determinada por meio daquela equação com um cálculo simples. Os valores das constantes serão diferentes para cada termômetro, dependendo do tipo e da quantidade de gás no vaso, e dos valores de temperatura atribuídos aos dois pontos de referência. Se os valores 0 °C e 100 °C forem atribuídos aos pontos de gelo e de vapor de água respectivamente, então a escala de temperatura do gás será idêntica à escala Celsius. Nesse caso, o valor da constante a (que corresponde a uma pressão absoluta zero) será −273,15 °C, independentemente do tipo e da quantidade de gás no vaso do termômetro. Ou seja, em um diagrama P-T, todas as linhas retas que passam pelos pontos experimentais interceptarão o eixo da temperatura em −273,15 °C quando extrapoladas, como mostra a Fig. 1–36. Essa é a temperatura mais baixa que pode ser obtida por um termômetro de gás e, assim, podemos construir uma *escala de temperatura absoluta do gás* atribuindo um valor zero à constante a da Eq. 1–8. Nesse caso, a Eq. 1–8 é reduzida a $T = bP$ e, dessa forma, precisamos especificar a temperatura em apenas *um* ponto para definir uma escala de temperatura absoluta do gás.

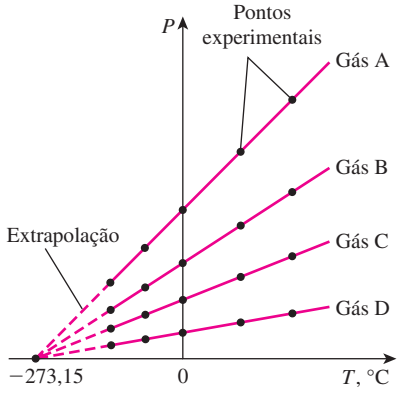


FIGURA 1–36 Curvas de P *versus* T dos dados experimentais obtidos de um termômetro a gás de volume constante, usando quatro gases diferentes a diferentes pressões (baixas pressões).

É preciso observar que a escala de temperatura absoluta do gás não é uma escala termodinâmica de temperatura, uma vez que esta não pode ser usada a temperaturas muito baixas (devido à condensação) e muito altas (devido à dissociação e ionização). Entretanto, a temperatura absoluta do gás é idêntica à temperatura termodinâmica na faixa de temperaturas em que o termômetro de gás pode ser usado e, portanto, podemos considerar a escala termodinâmica de temperatura como uma escala de temperatura absoluta do gás que utiliza um gás "ideal" ou "imaginário" que sempre se comporta como um gás a baixa pressão, independentemente da temperatura. Se tal termômetro de gás existisse, ele leria o zero kelvin na pressão absoluta zero, o que corresponde a −273,15 °C na escala Celsius (Fig. 1–37).

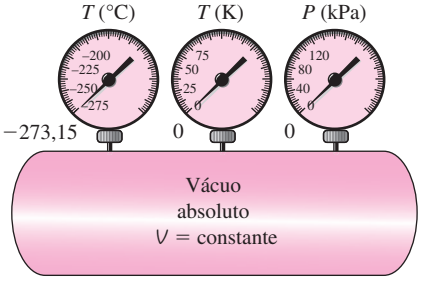


FIGURA 1–37 Um termômetro a gás de volume constante leria −273,15 °C à pressão absoluta zero.

A escala Kelvin está relacionada à escala Celsius por

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273{,}15 \qquad \textbf{(1–9)}$$

A escala Rankine está relacionada à escala Fahrenheit por

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459{,}67 \qquad \textbf{(1–10)}$$

É uma prática comum arredondar a constante da Eq. 1–9 para 273 e a constante da Eq. 1–10 para 460.

A relação entre as escalas de temperatura nos dois sistemas de unidades é

$$T(\text{R}) = 1{,}8T(\text{K}) \qquad \textbf{(1–11)}$$

$$T(^\circ\text{F}) = 1{,}8T(^\circ\text{C}) + 32 \qquad \textbf{(1–12)}$$

Uma comparação entre as diversas escalas de temperaturas é feita na Fig. 1–38.

A temperatura de referência escolhida na escala Kelvin original foi de 273,15 K (ou 0 °C), que é a temperatura na qual a água congela (ou o gelo derrete) e a água existe como um mistura sólido-líquido em equilíbrio sob pressão atmosférica

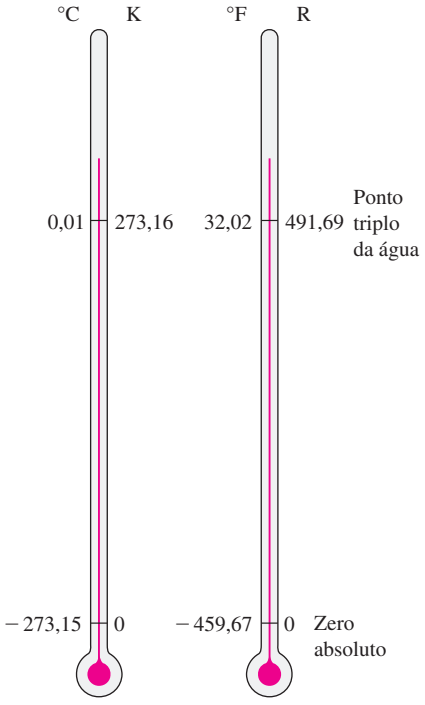


FIGURA 1–38 Comparação das escalas de temperatura.

padrão (o *ponto de gelo*). Na Décima Conferência Geral de Pesos e Medidas ocorrida em 1954, o ponto de referência foi alterado para um ponto que pode ser reproduzido com mais exatidão, o *ponto triplo* da água (o estado no qual as três fases da água coexistem em equilíbrio), ao qual é atribuído o valor de 273,16 K. A escala Celsius também foi redefinida nessa conferência tendo por base a escala de temperatura do gás ideal e um único ponto fixo, que é, novamente, o ponto triplo da água com um valor atribuído de 0,01 °C. A temperatura de ebulição da água (o *ponto de vapor de água*) foi determinada de maneira experimental como 100,00 °C novamente e, assim, as escalas Celsius nova e antiga concordaram.

A escala internacional de temperatura de 1990 (ITS-90)

A *Escala Internacional de Temperatura de 1990,* que substituiu a Escala Internacional de Temperatura Prática de 1968 (IPTS-68), de 1948 (ITPS-48), e de 1927 (ITS-27), foi adotada pelo Comitê Internacional de Pesos e Medidas no encontro de 1989 por solicitação da Décima Oitava Conferência Geral de Pesos e Medidas. A ITS-90 é semelhante às suas antecessoras, exceto por estar mais refinada com valores atualizados de temperaturas fixas, ter um intervalo estendido e ser mais compatível com a escala de temperatura termodinâmica. Nessa escala, a unidade de temperatura termodinâmica T é novamente o kelvin (K), definida como a fração 1/273,16 da temperatura termodinâmica do ponto triplo da água; esse é o único ponto fixo de definição das escalas ITS-90 e Kelvin e também o ponto fixo termométrico mais importante usado na calibração de termômetros para a ITS-90.

A unidade de temperatura Celsius é o grau Celsius (°C), que, por definição, é igual em magnitude ao Kelvin (K). Uma diferença de temperatura pode ser expressa em Kelvins ou graus Celsius. O ponto de gelo permanece o mesmo a 0 °C (273,15 K) na ITS-90 e na IPTS-68, mas o ponto de vapor é de 99,975 °C na ITS-90 (com uma incerteza de ±0,005 °C) e era de 100,000 °C na IPTS-68. A alteração se deve a medições precisas realizadas pela termometria de gás, com particular atenção ao efeito de sorção (impurezas de um gás absorvidas pelas paredes do bulbo à temperatura de referência são dissolvidas a altas temperaturas, fazendo com que a pressão do gás, anteriormente medida, aumente).

A ITS-90 estende-se de 0,65 K até a temperatura mais alta mensurável na prática a partir da lei de radiação de Planck, usando radiação monocromática. Ela se baseia na especificação de valores de temperatura em vários pontos fixos facilmente reprodutíveis que servem como referências e expressa a variação da temperatura em vários dos intervalos e subintervalos na forma de funções.

Na ITS-90, a escala de temperatura é considerada em quatro intervalos. No intervalo entre 0,65 e 5 K, a escala de temperatura é determinada em função de relações entre a pressão do vapor e a temperatura para o ^{3}He e o ^{4}He. Entre 3 e 24,5561 K (o ponto triplo do neônio), ela é determinada com um termômetro de gás hélio adequadamente calibrado. De 13,8033 K (o ponto triplo do hidrogênio) a 1.234,93 K (o ponto de solidificação da prata), ela é determinada com termômetros de resistência de platina calibrados em conjuntos especificados de pontos de referência. Acima de 1.234,93 K, ela é definida em função da lei de radiação de Planck e de um ponto de referência adequado, como o ponto de solidificação do ouro (1.337,33 K).

Enfatizamos que as magnitudes de cada divisão de 1 K e 1 °C são idênticas (Fig. 1–39). Assim, quando estivermos lidando com diferenças de temperatura ΔT,

o intervalo de temperatura de ambas as escalas são iguais. Elevar a temperatura de uma substância em 10 °C é o mesmo que elevá-la em 10 K. Ou seja,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \quad \textbf{(1–13)}$$

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \quad \textbf{(1–14)}$$

Algumas relações termodinâmicas envolvem a temperatura T e quase sempre surge a dúvida se ela está em K ou °C. Se a relação contiver diferenças de temperatura (como $a = b\Delta T$), não há diferença, e ambas podem ser usadas. Entretanto, se a relação contiver apenas temperaturas, em vez de diferenças de temperatura (como $a = bT$), então K deve ser usada. Na dúvida, sempre é mais seguro usar K, porque praticamente não há situações em que o uso de K seja incorreto, mas existem muitas relações termodinâmicas que fornecerão um resultado incorreto se °C for usado.

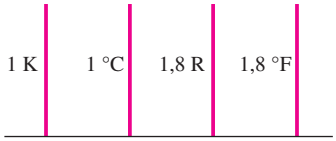


FIGURA 1–39 Comparação das magnitudes de várias unidades de temperatura.

EXEMPLO 1–4 **Expressão da elevação de temperatura em diferentes unidades**

Durante um processo de aquecimento, a temperatura de um sistema se eleva em 10 °C. Expresse essa elevação de temperatura em K, °F e R.

SOLUÇÃO A elevação de temperatura de um sistema deve ser expressa em unidades diferentes.

Análise Este problema trata de variações de temperatura, as quais são idênticas nas escalas Kelvin e Celsius. Então,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) = \mathbf{10\ K}$$

As variações de temperatura nas escalas Fahrenheit e Rankine também são idênticas e estão relacionadas às variações nas escalas Celsius e Kelvin por meio das Eqs. 1–11 e 1–14:

$$\Delta T(\text{R}) = 1{,}8\ \Delta T(\text{K}) = (1{,}8)(10) = \mathbf{18\ R}$$

e

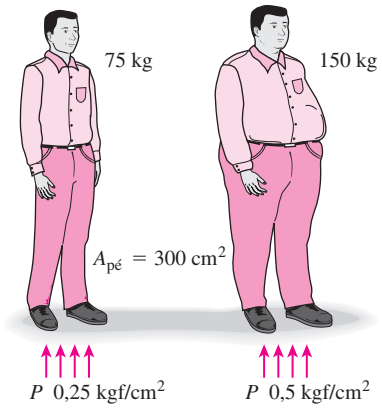
$$\Delta T(^\circ\text{F}) = \Delta T(\text{R}) = \mathbf{18\ ^\circ F}$$

Discussão Observe que as unidades °C e K são intercambiáveis quando lidamos com diferenças de temperatura.

1–9 PRESSÃO

A **pressão** é definida como uma *força normal exercida por um fluido por unidade de área.* Só falamos de pressão quando lidamos com um gás ou um líquido. O equivalente da pressão nos sólidos é a *tensão normal*. Como a pressão é definida como a força por unidade de área, ela tem unidade de newtons por metro quadrado (N/m^2), denominada de **pascal** (Pa). Ou seja,

$$1\ \text{Pa} = 1\ \text{N/m}^2$$



$$P = \sigma_n = \frac{W}{A_{pé}} = \frac{75\ \text{kgf}}{300\ \text{cm}^2} = 0{,}25\ \text{kgf/cm}^2$$

FIGURA 1–40 A tensão normal (ou "pressão") sobre os pés de uma pessoa gorda é muito maior que a pressão sobre os pés de uma pessoa magra.

FIGURA 1–41 Alguns medidores de pressão básicos.

Dresser Instruments, Dresser, Inc. Usada com permissão.

A unidade de pressão pascal é muito pequena para quantificar as pressões encontradas na prática. Assim, normalmente são usados seus múltiplos *quilopascal* (1 kPa = 10^3 Pa) e *megapascal* (1 MPa = 10^6 Pa). Outras três unidades de pressão muito usadas na prática, particularmente na Europa, são *bar, atmosfera padrão* e *quilograma-força por centímetro quadrado*:

$$1\ \text{bar} = 10^5\ \text{Pa} = 0{,}1\ \text{MPa} = 100\ \text{kPa}$$

$$1\ \text{atm} = 101{,}325\ \text{Pa} = 101{,}325\ \text{kPa} = 1{,}01325\ \text{bars}$$

$$1\ \text{kgf/cm}^2 = 9{,}807\ \text{N/cm}^2 = 9{,}807 \times 10^4\ \text{N/m}^2 = 9{,}807 \times 10^4\ \text{Pa}$$
$$= 0{,}9807\ \text{bar}$$
$$= 0{,}9679\ \text{atm}$$

Observe que as unidades de pressão bar, atm e kgf/cm² são quase equivalentes entre si. No sistema inglês, a unidade de pressão é *libra-força por polegada quadrada* (lbf/pol² ou psi) e 1 atm = 14,696 psi. As unidades de pressão kgf/cm² e lbf/pol² também são indicadas por kg/cm² e lb/pol², respectivamente, e normalmente são usadas em calibradores de pneus. É possível demonstrar que 1 kgf/cm² = 14,223 psi.

Pressão também é usada para sólidos como sinônimo de *tensão normal*, que é a força agindo perpendicularmente à superfície por unidade de área. Por exemplo, uma pessoa que pesa 75 quilos com uma área total de impressão dos pés de 300 cm² exerce uma pressão de 75 kgf/300 cm² = 0,25 kgf/cm² sobre o piso (Fig. 1–40). Se a pessoa fica sobre um único pé, a pressão dobra. Se a pessoa ganha peso excessivo, ela pode sentir desconforto nos pés por conta da maior pressão sobre eles (o tamanho do pé não muda com o ganho de peso). Isso também explica o motivo pelo qual uma pessoa pode caminhar sobre neve fresca sem afundar se usar sapatos de neve grandes, e como uma pessoa consegue cortar alguma coisa com pouco esforço usando uma faca afiada.

A pressão real em determinada posição é chamada de **pressão absoluta**, e é medida com relação ao vácuo absoluto (ou seja, a pressão absoluta zero). A maioria dos dispositivos de medição da pressão, porém, é calibrada para ler o zero na atmosfera (Fig. 1–41) e, assim, indicam a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica local. Essa diferença é chamada de **pressão manométrica**. As pressões abaixo da pressão atmosférica são chamadas de **pressões de vácuo** e são medidas pelos medidores de vácuo, que indicam a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão absoluta. As pressões absoluta, manométrica (ou relativa) e de vácuo são todas quantidades positivas e estão relacionadas entre si por

$$P_{man} = P_{abs} - P_{atm} \qquad \textbf{(1–15)}$$

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs} \qquad \textbf{(1–16)}$$

Ver ilustração na Fig. 1–42.

Assim como outros medidores de pressão, o medidor utilizado para medir a pressão do ar de um pneu de automóvel lê a pressão manométrica. Assim, a leitura comum de 32 psi (2,25 kgf/cm²) indica uma pressão de 32 psi acima da pressão atmosférica. Em um local no qual a pressão atmosférica é de 14,3 psi, por exemplo, a pressão absoluta do pneu é de 32 + 14,3 = 46,3 psi.

Nas relações e tabelas termodinâmicas, quase sempre é utilizada a pressão absoluta. Em todo este livro, a pressão P indica *pressão absoluta*, a menos que seja dito o contrário. Quase sempre as letras "a" (de pressão absoluta) e "g" (de

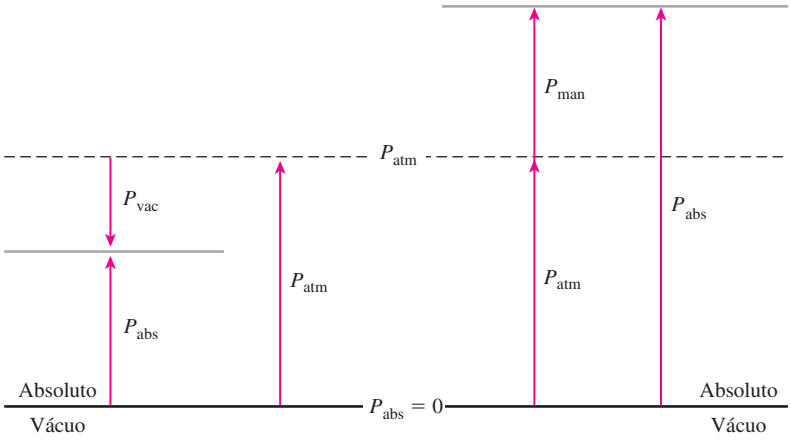


FIGURA 1–42 Pressões absoluta, manométrica e de vácuo.

pressão manométrica) são adicionadas às unidades de pressão (como psia e psig) para esclarecer seu sentido.

EXEMPLO 1–5 A pressão absoluta de uma câmara de vácuo

Um medidor de vácuo conectado a uma câmara mostra a leitura de 5,8 psi em uma localização na qual a pressão atmosférica é de 14,5 psi. Determine a pressão absoluta na câmara.

SOLUÇÃO A pressão relativa de uma câmara de vácuo é fornecida. A pressão absoluta da câmara deve ser determinada.

Análise A pressão absoluta é determinada facilmente por meio da Eq. 1–16 como

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vac} = 14{,}5 - 5{,}8 = \mathbf{8{,}7\ psi}$$

Discussão Observe que o valor local da pressão atmosférica é usado ao determinarmos a pressão absoluta.

A pressão é a *força de compressão* por unidade de área, o que dá a impressão de que essa pressão seja um vetor. Entretanto, a pressão em qualquer ponto de um fluido é igual em todas as direções. Ou seja, ela tem magnitude, mas não uma direção específica, e, por isso, ela é uma quantidade escalar.

Variação da pressão com a profundidade

Não deve ser surpresa para você o fato de que a pressão em um fluido em repouso não varia na direção horizontal. Isso pode ser facilmente mostrado considerando uma fina camada horizontal de fluido e fazendo um balanço de forças em qualquer direção horizontal. Entretanto, o mesmo não ocorre na direção vertical. A pressão em um fluido aumenta com a profundidade devido ao efeito do "peso extra" em uma camada mais profunda, que é equilibrado por um aumento na pressão (Fig. 1–43).

Para obter uma relação para a variação da pressão com a profundidade, considere um elemento fluido retangular de altura Δz, comprimento Δx, e profundidade unitária (para dentro da página) em equilíbrio, como mostra a Fig. 1–44.

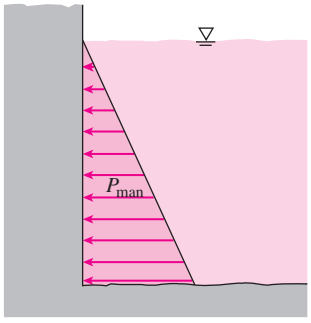


FIGURA 1–43 A pressão de um fluido em repouso aumenta com a profundidade (como resultado do peso adicional).

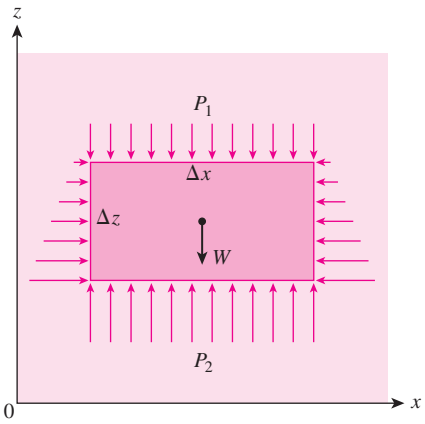


FIGURA 1–44 Diagrama de corpo livre de um elemento retangular de fluido em equilíbrio.

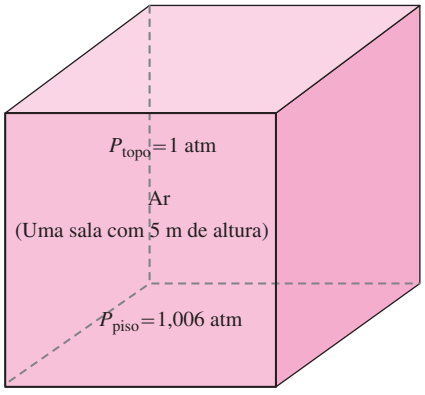


FIGURA 1–45 Em uma sala ocupada por um gás, a variação da pressão com a altura é desprezível.

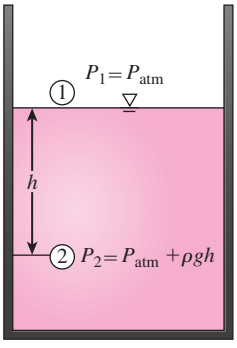


FIGURA 1–46 A pressão de um líquido em repouso aumenta linearmente com a distância de uma superfície livre.

Considerando uma densidade constante para o fluido ρ, o balanço de forças na direção vertical z resulta

$$\sum F_z = ma_z = 0: \qquad P_2\,\Delta x - P_1\,\Delta x - \rho g\,\Delta x\,\Delta z = 0 \tag{1–17}$$

onde $W = mg = \rho g\,\Delta x\,\Delta z$ é o peso do elemento fluido. Dividindo por Δx e reorganizando temos

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g\,\Delta z = \gamma_s\,\Delta z \tag{1–18}$$

onde $\gamma_s = \rho g$ é o *peso específico* do fluido. Assim, concluímos que a diferença de pressão entre dois pontos em um fluido de densidade constante é proporcional à distância vertical Δz entre os pontos e à densidade ρ do fluido. Em outras palavras, a pressão em um fluido aumenta linearmente com a profundidade. É isso o que um mergulhador experimenta ao mergulhar mais fundo em um lago. Para um determinado fluido, a distância vertical Δz às vezes é usada como uma medida de pressão e chamada de *altura manométrica*.

Concluímos também pela Eq. 1–18 que para distâncias de pequenas a moderadas, a variação da pressão com a altura é desprezível para os gases, por causa de sua baixa densidade. A pressão em um tanque contendo um gás, por exemplo, pode ser considerada uniforme, uma vez que o peso do gás é muito baixo para fazer uma diferença apreciável. Da mesma forma, a pressão em uma sala cheia de ar pode ser suposta constante (Fig. 1–45).

Se considerarmos o ponto 1 na superfície livre de um líquido aberto para a atmosfera (Fig. 1–46), no qual a pressão é a pressão atmosférica P_{atm}, então a pressão a uma profundidade h da superfície livre torna-se

$$P = P_{atm} + \rho gh \quad \text{ou} \quad P_{man} = \rho gh \tag{1–19}$$

Os líquidos são substâncias essencialmente incompressíveis e, portanto, a variação da densidade com a profundidade é desprezível. Isso também acontece com os gases quando a diferença de altura não é muito grande. Entretanto, a variação da densidade dos líquidos ou dos gases com a temperatura pode ser significativa e deve ser levada em conta quando a precisão desejada for alta. Da mesma forma, a profundidades maiores, como aquelas encontradas nos oceanos, a variação na densidade de um líquido pode ser significativa, por causa da compressão exercida pelo enorme peso do líquido que está acima.

A aceleração gravitacional g varia de 9,807 m/s^2 no nível do mar até 9,764 m/s^2 a uma altitude de 14.000 m, na qual viajam os grandes aviões de passageiros. Essa mudança é de apenas 0,4% nesse caso extremo. Assim, g pode ser suposto constante com um erro desprezível.

Para os fluidos cuja densidade muda significativamente com a altura, a relação para a variação da pressão com a altura pode ser obtida dividindo-se a Eq. 1–17 por $\Delta x\,\Delta z$, e tomando o limite de $\Delta z \to 0$. Isso resulta em

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \tag{1–20}$$

O sinal negativo é porque supomos a direção z positiva para cima, de modo que dP é negativo quando dz é positivo, uma vez que a pressão diminui na direção ascendente. Quando a variação da densidade com a altura é conhecida, a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 pode ser determinada pela integração como

$$\Delta P = P_2 - P_1 = -\int_1^2 \rho g\,dz \tag{1–21}$$

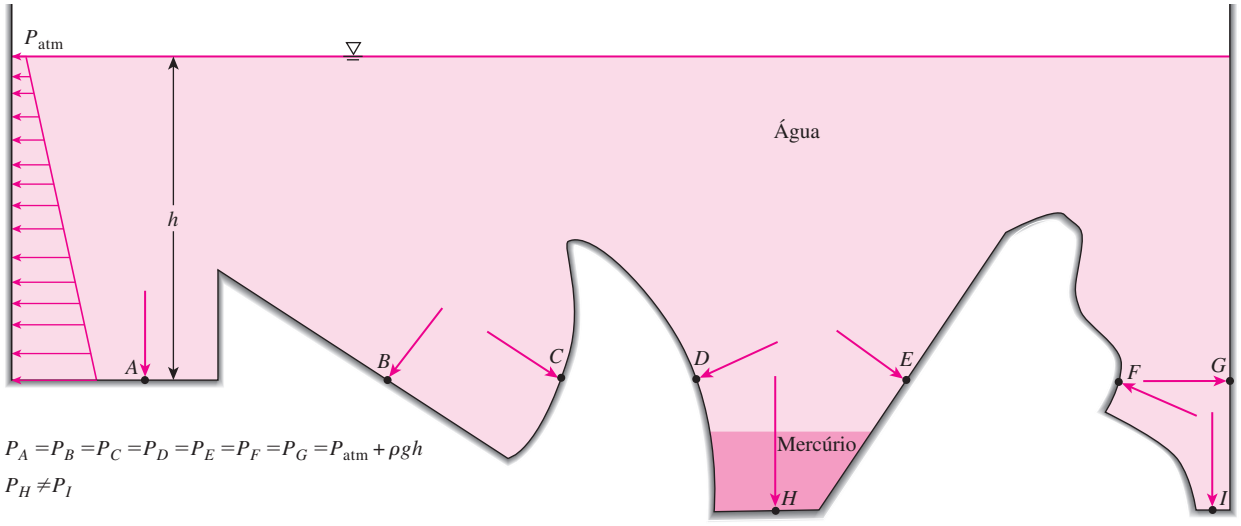


FIGURA 1–47 A pressão é a mesma em todos os pontos de um plano horizontal em um fluido, independentemente da geometria, desde que os pontos estejam interconectados pelo mesmo fluido.

Para o caso de densidade e aceleração gravitacional constantes, essa relação fica reduzida à Eq. 1–18, como já era esperado.

A pressão em um fluido em repouso não depende da forma ou seção transversal do recipiente. Ela varia com a distância vertical, mas permanece constante em outras direções. Assim, a pressão é igual em todos os pontos de um plano horizontal em determinado fluido. O matemático holandês Simon Stevin (1548-1620) publicou em 1586 o princípio, ilustrado na Fig. 1–47. Observe que as pressões nos pontos *A, B, C, D, E, F* e *G* são iguais, uma vez que estão a uma mesma profundidade, e esses pontos estão interconectados pelo mesmo fluido em repouso. Entretanto, as pressões nos pontos *H* e *I* não são iguais, já que esses dois pontos não estão interconectados pelo mesmo fluido (ou seja, não podemos desenhar uma curva do ponto *I* ao ponto *H*, permanecendo sempre no mesmo fluido), embora estejam à mesma profundidade. (Você poderia dizer em qual ponto a pressão é mais alta?) Da mesma forma, a força de pressão exercida pelo fluido é sempre normal à superfície nos pontos mostrados.

Uma consequência da pressão de um fluido permanecer constante na direção horizontal é que a *pressão aplicada a uma dada região de um fluido confinado aumenta a pressão em todo o fluido na mesma medida*. Esta é a **lei de Pascal**, em homenagem a Blaise Pascal (1623-1662). Pascal sabia também que a força aplicada por um fluido é proporcional à área da superfície. Ele percebeu que quando dois cilindros hidráulicos com áreas diferentes estão conectados, o de maior área de seção transversal pode ser usado para exercer uma força proporcionalmente maior do que aquela aplicada ao menor. A "máquina de Pascal" tem sido a fonte de muitas invenções que são parte do nosso dia a dia, como os freios e os elevadores hidráulicos. É isso que nos permite elevar um automóvel facilmente com um braço só, como mostra a Fig. 1–48. Observando que $P_1 = P_2$, já que ambos os pistões estão no mesmo nível (o efeito das pequenas diferenças de altura é desprezível, particularmente a altas pressões), a razão entre a força de saída e a força de entrada é determinada por

$$P_1 = P_2 \rightarrow \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \rightarrow \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \qquad \textbf{(1–22)}$$

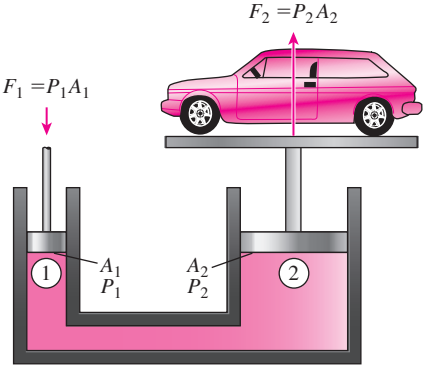


FIGURA 1–48 Elevação de um grande peso por meio da utilização de uma pequena força pela aplicação da lei de Pascal.

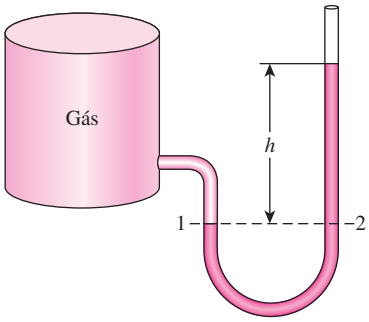


FIGURA 1–49 O manômetro de coluna básico.

A razão de áreas A_2/A_1 é chamada de *ganho mecânico ideal* do elevador hidráulico. Usando um macaco hidráulico com uma razão de áreas do pistão de $A_2/A_1 = 10$, por exemplo, uma pessoa pode elevar um automóvel de 1.000 kg aplicando uma força de apenas 100 kgf (= 981 N).

1–10 O MANÔMETRO DE COLUNA

Observamos na Eq. 1–18 que uma mudança de altura Δz em um fluido em repouso corresponde a $\Delta P/\rho g$, o que sugere que uma coluna de fluido pode ser usada para medir diferenças de pressão. Um dispositivo que se baseia nesse princípio é chamado de **manômetro de coluna**, normalmente usado para medir diferenças de pressão pequenas e moderadas. Um manômetro de coluna consiste principalmente em um tubo em forma de U, de vidro ou plástico, contendo um ou mais fluidos como mercúrio, água, álcool ou óleo. Quando as diferenças de pressão são elevadas, fluidos pesados como o mercúrio são usados, o que mantém o tamanho do manômetro em um nível gerenciável.

Considere o manômetro de coluna usado para medir a pressão do tanque mostrado na Fig. 1–49. Como os efeitos gravitacionais dos gases são desprezíveis, a pressão em qualquer parte do tanque e na posição 1 tem o mesmo valor. Além disso, como a pressão em um fluido não varia na direção horizontal dentro do fluido, a pressão no ponto 2 é igual à pressão no ponto 1, $P_2 = P_1$.

A coluna de fluido de altura h está em equilíbrio estático e aberta para a atmosfera. Dessa forma, a pressão no ponto 2 é determinada diretamente a partir da Eq. 1–19 e torna-se

$$P_2 = P_{atm} + \rho g h \qquad \textbf{(1–23)}$$

onde ρ é a densidade do fluido no tubo. Observe que a seção transversal do tubo não tem efeito sobre a diferença de altura h e, assim, não tem efeito sobre a pressão exercida pelo fluido. Entretanto, o diâmetro do tubo deve ser suficientemente grande (mais de alguns milímetros) para garantir que o efeito da tensão superficial (e, portanto, da elevação por capilaridade) seja desprezível.

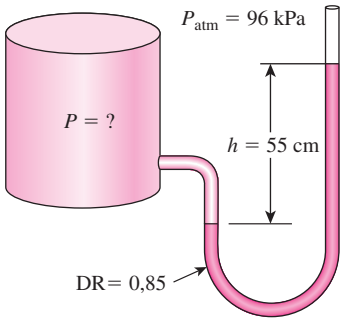


FIGURA 1–50 Esquema para o Exemplo 1–6.

EXEMPLO 1–6 Medição da pressão com um manômetro de coluna

Um manômetro de coluna é usado para medir a pressão em um tanque. O fluido usado tem uma densidade relativa de 0,85, e a altura da coluna é de 55 cm, como mostra a Fig. 1–50. Se a pressão atmosférica local for de 96 kPa, determine a pressão absoluta dentro do tanque.

SOLUÇÃO A leitura de um manômetro de coluna acoplado a um tanque e a pressão atmosférica são fornecidas. A pressão absoluta no tanque deve ser determinada.

Hipótese O fluido do tanque é um gás cuja densidade é muito menor que a densidade do fluido manométrico.

Propriedades A densidade relativa do fluido manométrico é 0,85. Supomos que a densidade padrão da água seja 1.000 kg/m^3.

Análise A densidade do fluido é obtida multiplicando-se a sua densidade relativa pela densidade da água, igual a 1.000 kg/m^3:

$$\rho = \text{SG}\,(\rho_{H_2O}) = (0{,}85)(1.000\ \text{kg/m}^3) = 850\ \text{kg/m}^3$$

Então, da Eq. 1–23

$$P = P_{atm} + \rho gh$$

$$= 96\ \text{kPa} + (850\ \text{kg/m}^3)(9{,}81\ \text{m/s}^2)(0{,}55\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1.000\ \text{N/m}^2}\right)$$

$$= \mathbf{100{,}6\ kPa}$$

Discussão Observe que a pressão manométrica no tanque é de 4,6 kPa.

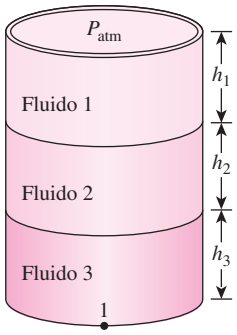


FIGURA 1–51 Em camadas de fluidos sobrepostas, a variação da pressão em uma camada de fluido de densidade ρ e altura h é ρgh.

Muitos problemas de engenharia e alguns manômetros de coluna envolvem a sobreposição de várias camadas de fluidos imiscíveis de diferentes densidades. Tais sistemas podem ser facilmente analisados se lembrarmos que (1) a variação da pressão em uma coluna de fluido de altura h é $\Delta P = \rho gh$, (2) em um fluido, a pressão aumenta para baixo e diminui para cima (ou seja, $P_{\text{fundo}} > P_{\text{superfície}}$) e (3) dois pontos a uma mesma altura em um fluido contínuo em repouso estão a uma mesma pressão.

O último princípio, resultado da *lei de Pascal*, permite "pularmos" de uma coluna de fluido para a próxima, sem nos preocuparmos com a variação de pressão, desde que não pulemos sobre um fluido diferente, e desde que o fluido esteja em repouso. Assim, a pressão em qualquer ponto pode ser determinada iniciando com um ponto de pressão conhecido e adicionando ou subtraindo os termos ρgh à medida que se avança na direção do ponto de interesse. Por exemplo, a pressão na parte inferior do tanque da Fig. 1–51 pode ser determinada iniciando na superfície livre, onde a pressão é P_{atm}, e movendo-se para baixo até atingir o ponto 1 na parte inferior. Isso resulta em

$$P_{atm} + \rho_1 gh_1 + \rho_2 gh_2 + \rho_3 gh_3 = P_1$$

No caso especial de todos os fluidos terem a mesma densidade, essa relação fica reduzida à Eq. 1–23, como era esperado.

Manômetros de coluna são particularmente adequados para medir a queda de pressão entre dois pontos do escoamento em um duto, devido à presença de um dispositivo como uma válvula, um trocador de calor, ou qualquer resistência ao escoamento. Isso é feito conectando as duas extremidades do manômetro a esses dois pontos, como mostra a Fig. 1–52. O fluido de trabalho pode ser um gás ou um líquido de densidade ρ_1. A densidade do fluido manométrico é ρ_2, e a diferença de altura do fluido manométrico é h.

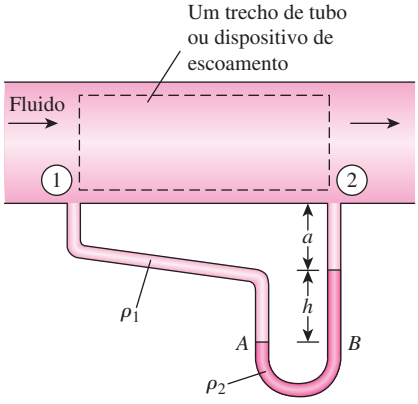


FIGURA 1–52 Medindo a queda de pressão através de um trecho de tubo ou de um dispositivo de escoamento por meio de um manômetro diferencial.

Uma relação para a diferença de pressão $P_1 - P_2$ pode ser obtida iniciando no ponto 1 com P_1, movendo-se ao longo do duto, adicionando ou subtraindo os termos ρgh até atingir o ponto 2, e definindo o resultado igual a P_2:

$$P_1 + \rho_1 g(a + h) - \rho_2 gh - \rho_1 ga = P_2 \qquad \textbf{(1–24)}$$

Observe que passamos horizontalmente do ponto A para o ponto B e ignoramos a parte inferior, uma vez que a pressão em ambos os pontos é a mesma. Simplificando,

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1)gh \qquad \textbf{(1–25)}$$

Note que a distância a não tem efeito sobre o resultado, mas deve ser incluída na análise. Da mesma forma, quando o fluido escoando no duto é um gás, $\rho_1 << \rho_2$, e a relação da Eq. 1–25 pode ser simplificada para $P_1 - P_2 \cong \rho_2 gh$.

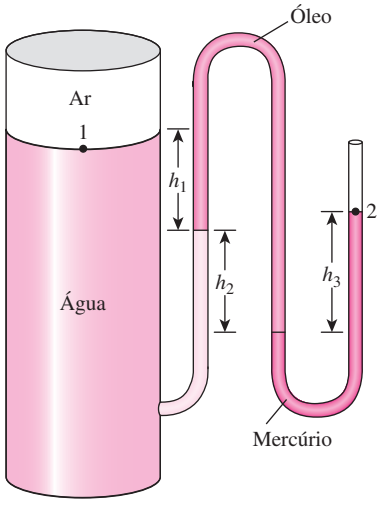


FIGURA 1–53 Esquema para o Exemplo 1–7. (O desenho não segue a escala.)

EXEMPLO 1–7 Medição da pressão com um manômetro de coluna de vários fluidos

A água de um tanque é pressurizada a ar, e a pressão é medida por um manômetro de coluna de vários fluidos, como mostra a Fig. 1–53. O tanque está localizado em uma montanha a uma altitude de 1.400 m, onde a pressão atmosférica é de 85,6 kPa. Determine a pressão do ar no tanque se $h_1 = 0{,}1$ m, $h_1 = 0{,}2$ m e $h_3 = 0{,}35$ m. Tome as densidades da água, do óleo e do mercúrio como 1.000 kg/m^3, 850 kg/m^3, e 13.600 kg/m^3, respectivamente.

SOLUÇÃO A pressão em um tanque de água pressurizado é medida por um manômetro de vários fluidos. A pressão do ar no tanque deve ser determinada.

Hipótese A pressão do ar no tanque é uniforme (ou seja, sua variação com a altura é desprezível devido à sua baixa densidade) e, portanto, podemos determinar a pressão na interface ar-água.

Propriedades As densidades da água, do óleo e do mercúrio são dadas como 1.000 kg/m^3, 850 kg/m^3 e 13.600 kg/m^3, respectivamente.

Análise Iniciando com a pressão no ponto 1 na interface ar-água, movendo-se ao longo do tubo adicionando ou subtraindo os termos ρgh até atingirmos o ponto 2, e definindo o resultado como P_{atm}, uma vez que o tubo está aberto para a atmosfera, temos

$$P_1 + \rho_{água}\, g h_1 + \rho_{óleo}\, g h_2 - \rho_{mercúrio}\, g h_3 = P_{atm}$$

Resolvendo para $P1$ e substituindo,

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{atm} - \rho_{água}\, g h_1 - \rho_{óleo} g h_2 + \rho_{mercúrio}\, g h_3 \\ &= P_{atm} + g(\rho_{mercúrio}\, h_3 - \rho_{água}\, h_1 - \rho_{óleo} h_2) \\ &= 85{,}6 \text{ kPa} + (9{,}81 \text{ m/s}^2)[(13.600 \text{ kg/m}^3)(0{,}35\text{m}) - 1.000 \text{ kg/m}^3)(0{,}1 \text{ m}) \\ &\quad - (850 \text{ kg/m}^3)(0{,}2 \text{ m})]\left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{1 \text{ kPa}}{1.000 \text{ N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{130 \text{ kPa}} \end{aligned}$$

Discussão Observe que pulando horizontalmente de um tubo para o outro e levando em conta que a pressão permanece a mesma no mesmo fluido, a análise fica muito mais simples. Vale comentar também que o mercúrio é um fluido tóxico e que os manômetros e termômetros de mercúrio estão sendo substituídos por outros com fluidos mais seguros, por conta do risco da exposição ao vapor de mercúrio em caso de acidente.

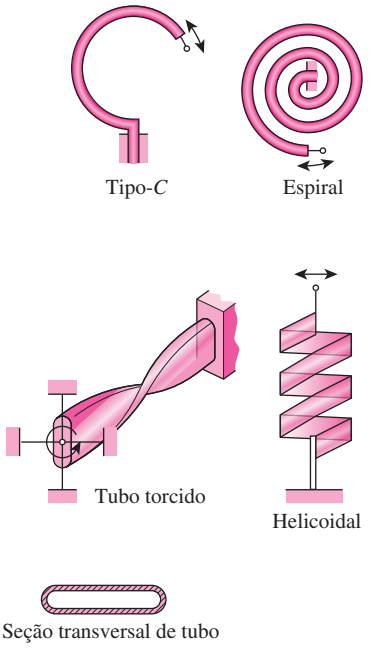


FIGURA 1–54 Diversos tipos de tubos de Bourdon usados para medir a pressão.

Outros dispositivos de medição de pressão

Outro tipo de dispositivo mecânico de medição de pressão muito usado é o **tubo de Bourdon**, assim denominado em homenagem ao engenheiro e inventor francês Eugene Bourdon (1808-1884). O dispositivo consiste em um tubo de metal oco torcido como um gancho, cuja extremidade é fechada e conectada a uma agulha indicadora (Fig. 1–54). Quando o tubo está aberto para a atmosfera, ele não se deforma, e a agulha do mostrador, neste estado, está calibrada para a leitura zero (pressão manométrica). Quando o fluido dentro do tubo está pressurizado, o tubo se estica e move a agulha proporcionalmente à pressão aplicada.

A eletrônica está presente em muitos aspectos da vida moderna, inclusive nos dispositivos medidores de pressão. Os sensores de pressão modernos, chamados

de **transdutores de pressão**, utilizam diversas técnicas para converter o efeito de pressão em um efeito elétrico, como uma mudança de voltagem, resistência ou capacitância. Os transdutores de pressão são menores e mais rápidos, e podem ser mais sensíveis, confiáveis e precisos do que seus equivalentes mecânicos. Eles podem medir pressões menores que um milionésimo de 1 atm até vários milhares de atm.

Uma ampla variedade de transdutores de pressão está disponível para a medição das pressões manométrica, absoluta e diferencial em uma ampla variedade de aplicações. Os *transdutores de pressão manométrica* utilizam a pressão atmosférica como referência, por meio de uma abertura para a atmosfera na parte traseira do diafragma sensor de pressão. Eles acusam uma saída de sinal zero à pressão atmosférica independentemente da altitude. Já os *transdutores de pressão absoluta* são calibrados para ter uma saída de sinal zero no vácuo absoluto, e os *transdutores de pressão diferencial* medem diretamente a diferença de pressão entre dois pontos, em vez de usar dois transdutores de pressão e tomar a diferença entre eles.

Os **transdutores de pressão extensométricos** funcionam fazendo com que um diafragma se curve entre duas câmaras abertas para as entradas de pressão. À medida que o diafragma se estende em resposta a uma mudança na diferença de pressão exercida sobre ele, o extensômetro se estica e um circuito de ponte Wheatstone amplifica a saída. Um transdutor capacitivo funciona de modo similar, mas, em vez da variação de resistência, ele mede a variação de capacitância à medida que o diafragma se estende.

Os **transdutores piezelétricos**, também chamados de transdutores de pressão de estado sólido, funcionam de acordo com o princípio de que um potencial elétrico é gerado em uma substância cristalina quando ela é submetida à pressão mecânica. Esse fenômeno, descoberto pelos irmãos Pierre e Jacques Curie em 1880, é chamado de efeito piezoelétrico (nome que indica a junção de pressão e eletricidade). Os transdutores de pressão piezoelétricos têm uma resposta de frequência muito mais rápida que àquela das unidades de diafragma, e são muito adequados para as aplicações de alta pressão, mas em geral não são tão sensíveis quanto os transdutores do tipo diafragma.

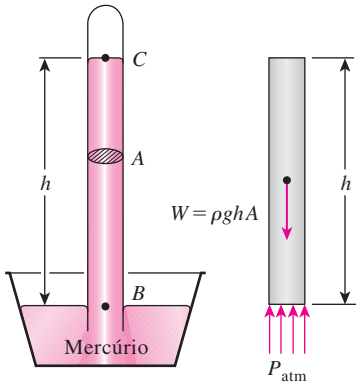


FIGURA 1–55 O barômetro básico.

1–11 O BARÔMETRO E A PRESSÃO ATMOSFÉRICA

A pressão atmosférica é medida por um dispositivo chamado **barômetro**. Dessa forma, a pressão atmosférica é chamada com frequência de *pressão barométrica*. O italiano Evangelista Torricelli (1608-1647) foi o primeiro a provar, de forma conclusiva, que a pressão atmosférica pode ser medida pela inversão de um tubo cheio de mercúrio em um recipiente de mercúrio aberto para a atmosfera, como mostra a Fig. 1–55. A pressão no ponto B é igual à pressão atmosférica, e a pressão em C pode ser considerada zero, uma vez que só existe vapor de mercúrio acima do ponto C, cuja pressão é muito baixa com relação a P_{atm}, podendo assim ser desprezada com uma excelente aproximação. Um equilíbrio de forças na direção vertical resulta em

$$P_{atm} = \rho g h \qquad \textbf{(1–26)}$$

onde ρ é a densidade do mercúrio, g é a aceleração gravitacional local e h é a altura da coluna de mercúrio acima da superfície livre. Observe que o comprimento e a seção transversal do duto não têm efeito sobre a altura da coluna de fluido de um barômetro (Fig. 1–56).

Uma unidade de pressão utilizada com frequência é a *atmosfera padrão*, definida como a pressão produzida por uma coluna de mercúrio com 760 mm

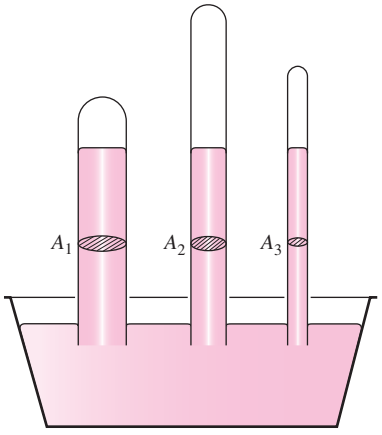


FIGURA 1–56 O comprimento ou a seção transversal de área do tubo não tem efeito sobre a altura da coluna de fluido do barômetro, desde que o diâmetro seja grande o suficiente para evitar os efeitos da tensão superficial (capilaridade).

de altura a 0 °C (ρ_{Hg} = 13.595 kg/m^3) sob aceleração gravitacional padrão (g = 9.807 m/s^2). Se fosse usada água em vez de mercúrio para medir a pressão atmosférica padrão, seria necessária uma coluna de água com cerca de 10,3 m. Às vezes, a pressão é expressa (particularmente pelos meteorologistas) tendo como referência a altura da coluna de mercúrio. A pressão atmosférica padrão, por exemplo, é de 760 mm Hg (29,92 polHg) a 0 °C. A unidade mmHg também é chamada de **torr** em homenagem a Torricelli. Assim, 1 atm = 760 torr e 1 torr = 133,3 Pa.

A pressão atmosférica padrão P_{atm}, que no nível do mar é de 101,325 kPa, muda para 89,88, 79,50, 54,05, 26,5 e 5,53 kPa para as altitudes de 1.000, 2.000, 5.000, 10.000 e 20.000 metros, respectivamente. A pressão da atmosfera padrão em Denver (altitude = 1.610 m), por exemplo, é de 83,4 kPa.

Lembre-se de que a pressão atmosférica em uma localização é apenas o peso do ar acima daquela localização por unidade de área de superfície. Ela não apenas muda com a altitude, como também com as condições meteorológicas.

O declínio da pressão atmosférica com a altitude tem importantes implicações na vida diária. Cozinhar em grandes altitudes, por exemplo, leva mais tempo do que cozinhar mais próximo ao nível do mar, uma vez que a água ferve a uma temperatura mais baixa a pressões atmosféricas mais baixas. O sangramento do nariz é uma experiência comum nas altitudes elevadas, já que aí a diferença entre a pressão sanguínea e a pressão atmosférica é maior, e as delicadas paredes das veias do nariz quase nunca conseguem suportar essa tensão extra.

Para uma dada temperatura, a densidade do ar é mais baixa a grandes altitudes e, assim, um determinado volume contém menos ar e menos oxigênio. Não é surpresa que nos cansamos com mais facilidade e temos problemas respiratórios a elevadas altitudes. Para compensar esse efeito, as pessoas que moram em altitudes maiores desenvolvem pulmões mais eficientes. Da mesma forma, um motor de automóvel de 2.0 L funcionará como um motor de 1.7 L a uma altitude de 1.500 m (a menos que ele seja um motor turbo), por causa da queda de 15% na pressão e da decorrente queda de 15% na densidade do ar (Fig. 1–57). Um ventilador ou compressor deslocará 15% menos ar nessa altitude para a mesma taxa de deslocamento volumétrico. Ventiladores que operam em elevadas altitudes precisam ser maiores para garantir uma mesma vazão mássica. A pressão mais baixa e a consequente densidade menor também afetam a sustentação e o arrasto aerodinâmico: aviões precisam de uma pista mais longa em altitudes maiores para desenvolver a sustentação necessária, e viajam a altitudes muito altas para reduzir o arrasto aerodinâmico e, assim, diminuir o consumo de combustível.

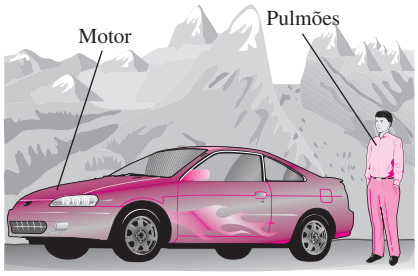


FIGURA 1–57 Em grandes altitudes, um motor de automóvel produz menos potência e uma pessoa recebe menos oxigênio, por causa da baixa densidade do ar.

EXEMPLO 1–8 Medição da pressão atmosférica com um barômetro

Determine a pressão atmosférica em uma localidade na qual a leitura barométrica é de 740 mmHg e a aceleração gravitacional é g = 9,81 m/s^2. Suponha que a temperatura do mercúrio seja de 10 °C, quando sua densidade equivale a 13.570 kg/m^3.

SOLUÇÃO É dada a leitura barométrica em altura de coluna de mercúrio em uma localidade. A pressão atmosférica deve ser determinada.

Hipótese A temperatura do mercúrio é de 10 °C.

Propriedades A densidade do mercúrio é de 13.570 kg/m^3.

Análise A partir da Eq. 1–26, a pressão atmosférica é determinada da seguinte forma

$$\begin{aligned} P_{\text{atm}} &= \rho g h \\ &= (13.570\ \text{kg/m}^3)(9{,}81\ \text{m/s}^2)(0{,}74\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1.000\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{98{,}5\ kPa} \end{aligned}$$

Discussão Observe que a densidade muda com a temperatura, e que por isso esse efeito deve ser considerado nos cálculos.

EXEMPLO 1–9 Efeito do peso do pistão sobre a pressão em um cilindro

O pistão de um arranjo pistão-cilindro vertical contendo um gás tem massa igual a 60 kg e área de seção transversal de 0,04 m^2, como mostra a Fig. 1–58. A pressão atmosférica local é de 0,97 bar, e a aceleração gravitacional é de 9,81 m/s^2. (*a*) Determine a pressão dentro do cilindro. (*b*) Se for transferido calor para o gás e seu volume dobrar, você espera que a pressão dentro do cilindro mude?

SOLUÇÃO Um gás está contido em um cilindro vertical com um pistão pesado. A pressão dentro do cilindro e o efeito da variação de volume sobre a pressão devem ser determinados.

Hipótese O atrito entre o pistão e o cilindro é desprezível.

Análise (*a*) A pressão do gás no arranjo pistão-cilindro depende da pressão atmosférica e do peso do pistão. O diagrama de corpo livre do pistão mostrado na Fig. 1–58, e o equilíbrio das forças verticais resultam em

$$PA = P_{\text{atm}} A + W$$

Resolvendo para P e substituindo,

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{atm}} + \frac{mg}{A} \\ &= 0{,}97\ \text{bar} + \frac{(60\ \text{kg})\,(9{,}81\ \text{m/s}^2)}{(0{,}04\ \text{m}^2)}\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{1{,}12\ bar} \end{aligned}$$

(*b*) A variação do volume não terá nenhum efeito sobre o diagrama de corpo livre desenhado na parte (*a*) e, portanto, a pressão dentro do cilindro permanecerá a mesma.

Discussão Se o gás se comporta como um gás ideal, a temperatura absoluta dobra quando o volume é dobrado a uma pressão constante.

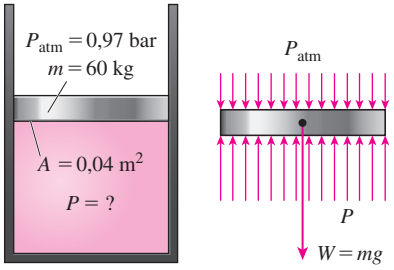


FIGURA 1–58 Esquema para o Exemplo 1–9 e o diagrama de corpo livre do pistão.

EXEMPLO 1–10 Pressão hidrostática em um lago solar com densidade variável

Lagos solares são pequenos lagos artificiais com alguns metros de profundidade usados para armazenar energia solar. A ascensão da água aquecida (portanto, menos densa) é evitada pela adição de sal no fundo do lago. Em um lago solar com gradiente

(*continua*)

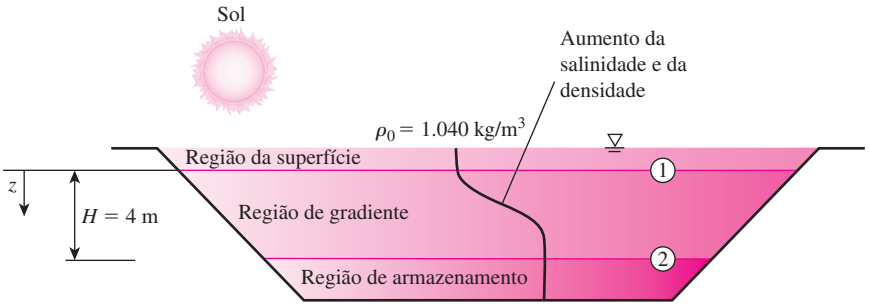


FIGURA 1–59 Esquema para o Exemplo 1–10.

(*continuação*)

de sal típico, a densidade da água aumenta na região de gradiente, como mostra a Fig. 1–59, podendo ser expressa como

$$\rho = \rho_0 \sqrt{1 + \text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)}$$

onde ρ_0 é a densidade da água na superfície, z é a distância vertical medida de cima para baixo a partir do topo da região de gradiente, e H é a espessura da região de gradiente. Para $H = 4$ m, $\rho_0 = 1.040$ kg/m^3 e uma espessura de 0,8 m para a região superficial, calcule a pressão manométrica no fundo da região de gradiente.

SOLUÇÃO A variação da densidade da água salgada na região de gradiente de um lago solar com profundidade é fornecida. A pressão manométrica no fundo da região de gradiente deve ser determinada.

Hipótese A densidade na região superficial do lago é constante.

Propriedades A densidade da água salgada na superfície é dada como 1.040 kg/m^3.

Análise Chamamos o topo e o fundo da região de gradiente de 1 e 2, respectivamente. Notando que a densidade da região superficial é constante, a pressão manométrica no fundo da região superficial (que é o topo da região de gradiente) é

$$P_1 = \rho g h_1 = (1.040 \text{ kg/m}^3)(9{,}81 \text{ m/s}^2)(0{,}8 \text{ m})\left(\frac{1 \text{ kN}}{1.000 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right) = 8{,}16 \text{ kPa}$$

uma vez que 1 kN/m^2 = 1 kPa. A variação na pressão hidrostática ao longo de uma distância vertical dz é dada por

$$dP = \rho g\, dz$$

A integração entre o topo da região de gradiente (o ponto 1 no qual $z = 0$) e qualquer distância z da região de gradiente (sem subíndice) resulta em

$$P - P_1 = \int_0^z \rho g\, dz \qquad \rightarrow \qquad P = P_1 + \int_0^z \rho_0 \sqrt{1 + \text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)}\, g\, dz$$

Realizando a integração, temos que a variação da pressão manométrica na região de gradiente é

$$P = P_1 + \rho_0 g \frac{4H}{\pi} \text{senh}^{-1}\left(\text{tg}\,\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)$$

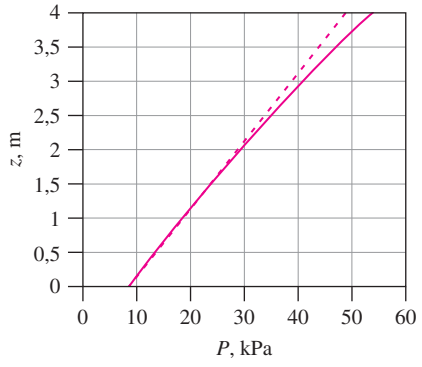


FIGURA 1–60 A variação da pressão manométrica com a profundidade na região de gradiente em um lago solar.

Dessa forma, a pressão no fundo da região de gradiente ($z = H = 4$ m) torna-se

$$P_2 = 8{,}16\ \text{kPa} + (1.040\ \text{kg/m}^3)(9{,}81\ \text{m/s}^2)\frac{4(4\ \text{m})}{\pi} \times \text{senh}^{-1}\left(\text{tg}\ \frac{\pi}{4}\frac{4}{4}\right)\left(\frac{1\ \text{kN}}{1.000\ \text{kg·m/s}^2}\right) = \mathbf{54{,}0\ kPa\ \ (manométrica)}$$

Discussão A variação da pressão manométrica com a profundidade na região de gradiente é traçada na Fig. 1–60. A linha tracejada indica a pressão hidrostática no caso da densidade constante a 1.040 kg/m³ e é fornecida para referência. Observe que a variação da pressão com a profundidade não é linear quando a densidade varia com a profundidade.

1–12 TÉCNICA PARA SOLUÇÃO DE PROBLEMAS

O primeiro passo para o aprendizado de qualquer ciência é conhecer e assimilar os seus fundamentos. O passo seguinte é testar o seu conhecimento. Isso é feito por meio da solução de problemas importantes envolvendo situações práticas do mundo real. A solução desses problemas, particularmente daqueles complicados, exige uma abordagem sistemática. Utilizando uma abordagem passo a passo, um engenheiro pode transformar a solução de um problema complicado na solução de uma série de problemas simples (Fig. 1–61). Para tanto, recomendamos que você use os seguintes passos com cuidado nas situações aplicáveis. Isso o ajudará a evitar algumas das armadilhas mais comuns associadas à solução de problemas.

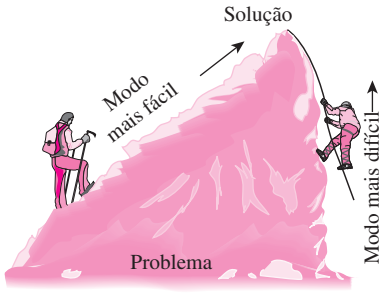


FIGURA 1–61 Uma abordagem passo a passo pode simplificar bastante a resolução de um problema.

Passo 1: Enunciado do problema

Enuncie brevemente o problema com suas próprias palavras, as informações chave fornecidas e as grandezas a serem determinadas. Isso vale para que você se certifique de que entendeu o problema e os objetivos, antes de tentar solucioná-lo.

Passo 2: Esquema

Faça um rascunho do sistema físico envolvido, e relacione as informações relevantes na figura. O desenho não precisa ser elaborado, mas deve se parecer com o sistema real e mostrar as principais características. Indique as interações de energia e de massa com a vizinhança. A listagem das informações fornecidas no desenho ajuda na visualização do problema inteiro. Da mesma forma, verifique as propriedades que permanecem constantes durante um processo (como a temperatura durante um processo isotérmico) e indique-as no desenho.

Passo 3: Hipóteses e aproximações

Enuncie todas as hipóteses apropriadas e aproximações feitas para simplificar o problema e possibilitar uma solução. Justifique as hipóteses questionáveis. Considere valores razoáveis para as quantidades que estão faltando e que são necessárias. Por exemplo, na falta de dados específicos sobre a pressão atmosférica, ela pode ser suposta como 1 atm. Entretanto, é preciso observar na análise que a pressão atmosférica diminui com o aumento da altitude. Por exemplo, em Denver, cidade estadunidense, a pressão cai a 0,83 atm (a cidade está a 1.610 m). (Ver Fig. 1–62).

Fornecida: Temperatura do ar em Denver

A ser encontrada: Densidade do ar

Informação faltando: Pressão atmosférica

Hipótese #1: Supor $P = 1$ atm
(Inapropriado. Ignora o efeito da altitude. Causará um erro maior que 15%.)

Hipótese #2: Supor $P = 0{,}83$ atm
(Apropriado. Ignora apenas efeitos menores, como as condições do tempo.)

FIGURA 1–62 As hipóteses feitas enquanto se resolve um problema de engenharia precisam ser razoáveis e justificadas.

Passo 4: Leis da física

Aplique todas as leis e princípios básicos relevantes da física (como a conservação da massa), e reduza-os a suas formas mais simples utilizando as hipóteses. Entretanto, em primeiro lugar, é preciso identificar com clareza a região à qual uma lei da física se aplica. Por exemplo, o aumento da velocidade do escoamento da água através de um bocal é analisado pela aplicação da conservação da massa entre a entrada e a saída do bocal.

Passo 5: Propriedades

Determine as propriedades desconhecidas em estados conhecidos e necessários para solucionar o problema, por meio de relações ou tabelas de propriedades. Relacione as propriedades separadamente e indique as fontes, se for o caso.

Passo 6: Cálculos

Substitua as grandezas conhecidas nas relações simplificadas e execute os cálculos para determinar as incógnitas. Preste atenção particularmente às unidades e aos cancelamentos de unidades e lembre-se de que uma grandeza dimensional sem uma unidade não tem sentido. Da mesma forma, não dê uma ideia falsa de alta precisão, copiando todos os algarismos da calculadora – arredonde os resultados até um número apropriado de algarismos significativos (ver página 37).

Passo 7: Raciocínio, verificação e discussão

Verifique se os resultados obtidos são razoáveis e intuitivos e analise a validade das hipóteses questionáveis. Repita os cálculos que resultaram em valores pouco razoáveis. Por exemplo, o isolamento de um aquecedor de água que usa US$ 80 de gás natural por ano não pode resultar em economia de US$ 200 por ano (Fig. 1–63).

FIGURA 1–63 Os resultados obtidos de uma análise de engenharia devem ser checados quanto à sua razoabilidade.

Indique também o significado dos resultados e discuta suas implicações. Enuncie as conclusões que podem ser obtidas com base nos resultados e todas as recomendações que podem ser feitas com base nelas. Enfatize as restrições que tornam os resultados aplicáveis, e tome cuidado com possíveis mal-entendidos e com o uso dos resultados em situações nas quais as hipóteses básicas não se aplicam. Por exemplo, se você determinou que envolver um aquecedor de água em uma proteção isolante de US$ 20 reduzirá o custo da energia em US$ 30 por ano, indique que o isolamento se pagará com a energia economizada em menos de um ano. Entretanto, será necessário indicar que a análise não leva em conta os custos trabalhistas, e que essa será a hipótese se você mesmo instalar o isolamento.

FIGURA 1–64 Capricho e organização são altamente valorizados pelos empregadores.

Lembre-se de que as soluções que você apresenta aos professores, bem como toda a análise de engenharia apresentada a outros, são uma forma de comunicação. Assim, a limpeza, organização, inteireza e aparência visual são da maior importância para o máximo de efetividade (Fig. 1–64). Além disso, a organização também serve como uma ótima ferramenta de verificação, pois é muito mais fácil detectar erros e inconsistências em um trabalho bem organizado. A falta de cuidado e a vontade de queimar etapas para economizar tempo quase sempre acabam resultando em mais tempo gasto e ansiedade desnecessária.

A abordagem aqui descrita é usada nos problemas resolvidos sem a declaração explícita de cada etapa. No caso de alguns problemas, algumas das etapas podem não se aplicar, nem serem necessárias. Observa-se com frequência, por exemplo,

que não é prático listar as propriedades separadamente. Entretanto, nunca é demais lembrar a importância de uma abordagem lógica e ordenada para a solução de um problema. A maioria das dificuldades encontradas durante a solução de problemas não se deve à falta de conhecimento. Antes disso, elas se devem à falta de organização. Recomendamos a utilização dessas etapas para solucionar problemas até que você desenvolva uma abordagem própria que funcione melhor para você.

Pacotes computacionais de engenharia

Você deve estar se perguntando por que embarcar em um estudo detalhado dos fundamentos de mais uma ciência da engenharia. Afinal, quase todos os problemas que podemos encontrar na prática podem ser resolvidos usando um dos vários sofisticados pacotes computacionais facilmente disponíveis no mercado. Esses pacotes computacionais não apenas dão os resultados numéricos desejados, mas também fornecem os resultados na forma de diagramas coloridos que podem ser usados em apresentações. Hoje é inconcebível a prática da engenharia sem o uso de alguns desses programas. Esse tremendo poder de computação, disponível para nós ao toque de um botão é, ao mesmo tempo, uma bênção e uma praga. Isso certamente permite que os engenheiros resolvam os problemas de maneira fácil e rápida, mas também abre a porta para abusos e falta de informação. Nas mãos de pessoas sem o conhecimento necessário, esses pacotes são tão perigosos quanto armas sofisticadas nas mãos de soldados mal treinados.

Pensar que alguém que sabe usar um computador mas não tem formação adequada pode praticar engenharia é o mesmo que pensar que uma pessoa que sabe usar uma chave inglesa pode trabalhar como mecânico de automóveis. Se fosse verdade que os estudantes de engenharia não precisam de todos os cursos fundamentais que fazem, porque praticamente tudo pode ser feito pelos computadores de forma rápida e fácil, também seria verdade que os empregadores não precisariam mais de engenheiros com altos salários, uma vez que qualquer pessoa que soubesse usar um processador de texto também poderia aprender a usar os pacotes computacionais. Entretanto, as estatísticas mostram que a demanda por engenheiros está aumentando e não diminuindo, apesar da disponibilidade desses poderosos programas.

Sempre devemos lembrar que todo o poder da computação e os pacotes computacionais de engenharia disponíveis hoje são apenas *ferramentas*, e as ferramentas só têm utilidade nas mãos dos mestres. O melhor processador de texto do mundo não torna uma pessoa um bom escritor, mas certamente facilita muito o trabalho de um bom escritor e o torna mais produtivo (Fig. 1–65). As calculadoras portáteis não eliminam a necessidade de ensinar nossas crianças a somar ou subtrair, e os sofisticados pacotes computacionais da área médica não substituem a faculdade de Medicina. Da mesma forma, os pacotes computacionais de engenharia não substituem os cursos tradicionais de engenharia. Eles apenas causam uma mudança na ênfase dada à matemática. Ou seja, mais tempo será dedicado em sala de aula à discussão detalhada dos aspectos físicos dos problemas e menos tempo à mecânica dos procedimentos de solução.

Todas essas maravilhosas e poderosas ferramentas disponíveis no momento impõem uma carga extra aos engenheiros. Eles ainda precisam ter uma compreensão completa dos fundamentos, desenvolver uma "ideia" do fenômeno físico, colocar os dados na perspectiva correta e tomar decisões sensatas de engenharia, assim como seus antecessores. Entretanto, devem fazer isso muito melhor e muito mais rápido, usando padrões mais realistas, por causa das poderosas ferramentas

FIGURA 1–65 Um excelente programa de processamento de texto não transforma alguém em um bom escritor, simplesmente faz um bom escritor ser mais eficiente.

© *Vol. 80/PhotoDisc/Getty RF.*

disponíveis. Os engenheiros do passado contavam com os cálculos feitos à mão, as réguas de cálculo e, mais tarde, as calculadoras portáteis e os computadores. Hoje eles contam com os pacotes computacionais. O acesso fácil a tal poder, e a possibilidade de um simples mal-entendido ou má interpretação causar um grande dano, torna importante hoje, mais do que nunca, o treinamento sólido nos fundamentos da engenharia. Neste texto, nos esforçamos para dar ênfase ao desenvolvimento da compreensão intuitiva e física dos fenômenos naturais, em vez dos detalhes matemáticos dos procedimentos da solução.

Engineering equation solver (EES)

O EES é um programa que resolve numericamente sistemas lineares ou não lineares de equações diferenciais ou algébricas. Ele tem uma ampla biblioteca de funções de propriedades termodinâmicas incorporadas, bem como de funções matemáticas, e permite que o usuário forneça dados de propriedade adicionais. Ao contrário de alguns pacotes computacionais, o EES não soluciona os problemas de engenharia; ele apenas resolve as equações fornecidas pelo usuário. O usuário deve entender o problema e formulá-lo pelas aplicações das leis físicas e relações matemáticas relevantes. O EES economiza tempo e esforços consideráveis para o usuário, simplesmente resolvendo as equações matemáticas resultantes. Isso possibilita a tentativa de resolver problemas significativos de engenharia não adequados aos cálculos à mão, e a realização de estudos paramétricos de forma rápida e conveniente. O EES é um programa muito poderoso, intuitivo e fácil de usar, como mostram os Exemplos 1–11 e 1–12. O seu uso e os potenciais de utilização são explicados no Apêndice 3 no *site* www.grupoa.com.br.

EXEMPLO 1–11 Solução de um sistema de equações com o EES

A diferença entre dois números é 4, e a soma dos quadrados desses dois números é igual à soma dos números mais 20. Determine esses dois números.

SOLUÇÃO As relações são fornecidas para a diferença e a soma dos quadrados de dois números. Eles devem ser determinados.

Análise Iniciamos o programa EES, damos um clique duplo em seu ícone, abrimos um arquivo novo e digitamos as seguintes equações

$$x - y = 4$$

$$x\text{^}2 + y\text{^}2 = x + y + 20$$

que são as expressões matemáticas exatas do enunciado do problema com x e y indicando os números desconhecidos. A solução deste sistema de duas equações não lineares com duas incógnitas é obtida com um único clique no ícone "calculadora" na barra de tarefas. Isso resulta em

$$x = 5 \text{ e } y = 1$$

Discussão Observe que tudo o que fizemos foi formular o problema como faríamos em papel; o EES tomou conta de todos os detalhes matemáticos da solução. Observe também que as equações podem ser lineares ou não lineares e podem ser inseridas em qualquer ordem com incógnitas em ambos os lados. Programas amigáveis de solução de equações de fácil uso como o EES permitem que o usuário se concentre na física do problema, sem se preocupar com as complexidades matemáticas associadas à solução do sistema de equações resultante.

EXEMPLO 1–12 Análise de um manômetro de vários fluidos com o EES

Reconsidere o manômetro de coluna de vários fluidos que discutimos no Exemplo 1–7 e que foi desenhado novamente na Fig. 1–66. Determine a pressão do ar no tanque usando o EES. Determine também qual seria a altura diferencial h_3 do fluido para a mesma pressão de ar se o mercúrio da última coluna fosse substituído por água do mar com densidade de 1.030 kg/m^3.

SOLUÇÃO A pressão em um tanque de água é medida por um manômetro de vários fluidos. A pressão do ar no tanque e a altura diferencial h_3 do fluido caso o mercúrio seja substituído por água do mar devem ser determinados usando o EES.

Análise Iniciamos o programa EES dando um clique duplo em seu ícone, abrimos um arquivo novo e digitamos as seguintes expressões na tela em branco que aparece (expressamos a pressão atmosférica em Pa para manter a consistência da unidade).

```
g = 9.81
Patm = 85600
h1 = 0,1; h2 = 0,2; h3 = 0,35
rw = 1.000; róleo = 850; rm = 13.600
P1 + rw*g*h1 + róleo*g*h2 − rm*g*h3 = Patm
```

Aqui P_1 é a única incógnita. Ela é determinada pelo EES como

$$P_1 = 129.647 \text{ Pa} \cong \mathbf{130 \text{ kPa}}$$

que é idêntico ao resultado obtido antes. A altura da coluna de fluido h_3 quando o mercúrio é substituído por água do mar é determinada facilmente substituindo-se "h3 = 0,35" por "P1 = 129.647" e "rm = 13.600" por "rm = 1.030", e clicando no símbolo de calculadora. Isso resulta em

$$h_3 = \mathbf{4{,}62 \text{ m}}$$

Discussão Observe que usamos a tela como um bloco de papel e escrevemos as informações relevantes juntamente com as relações aplicáveis de forma organizada. O EES fez o restante. As equações podem ser escritas em linhas separadas ou na mesma linha, separadas por pontos-e-vírgulas, e linhas em branco ou de comentário podem ser inseridas para facilitar a clareza. O EES ajuda a fazer as perguntas "e se", e a executar os estudos paramétricos, como explicado no Apêndice 3 disponível no *site* do Grupo A.

O EES também tem a capacidade de verificar a consistência das unidades nas equações, caso sejam fornecidas com os valores numéricos. As unidades podem ser especificadas entre colchetes [ ] após o valor especificado. Quando esse recurso é utilizado, as equações anteriores estariam na seguinte forma:

```
g = 9,81 [m/s^2]
Patm = 85.600 [Pa]
h1 = 0,1 [m]; h2=0,2 [m]; h3=0,35 [m]
rw = 1.000 [kg/m^3]; róleo = 850 [kg/m^3]; rm = 13.600 [kg/m^3]
P1 + rw*g*h1 + róleo*g*h2 − rm*g*h3 = Patm
```

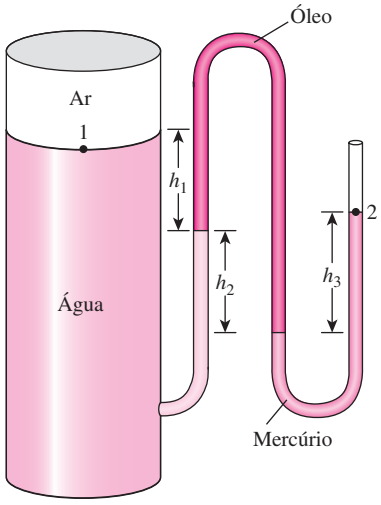


FIGURA 1–66 Esquema para o Exemplo 1–12.

Uma observação sobre os algarismos significativos

Em cálculos de engenharia, as informações fornecidas são conhecidas com até um determinado número de algarismos significativos, em geral três. Assim, os resultados obtidos não podem ser exatos com um número maior de algarismos significativos. Os resultados relatados com um número maior de algarismos significativos implicam maior exatidão do que aquela que realmente existe, e isso deve ser evitado. Por exemplo, considere um recipiente de 3,75 L cheio de gasolina

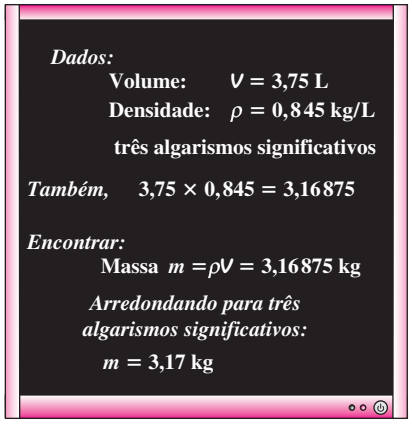

Dados:
Volume: V = 3,75 L
Densidade: ρ = 0,845 kg/L
três algarismos significativos
Também, 3,75 × 0,845 = 3,16875
Encontrar:
Massa m = ρV = 3,16875 kg
Arredondando para três algarismos significativos:
m = 3,17 kg

FIGURA 1–67 Um resultado com mais algarismos significativos do que os dados fornecidos implica uma falsa ideia de mais precisão.

cuja densidade é de 0,845 kg/L, e tente determinar sua massa. Provavelmente, a primeira ideia que lhe vem à cabeça é multiplicar o volume e a densidade para obter 3,16875 kg para a massa, o que implica falsamente no fato de que a massa calculada tem uma exatidão de seis algarismos significativos. Porém, na verdade a massa não pode ser mais exata do que três algarismos significativos, uma vez que tanto o volume quanto a densidade são exatos apenas até três algarismos significativos. Assim, o resultado deve ser arredondado para três algarismos significativos e a massa deve ser relatada como 3,17 kg, em vez do valor que aparece na calculadora. O resultado 3,16875 kg estaria correto apenas se o volume e a densidade fossem dados como 3,75000 L e 0,845000 kg/L, respectivamente. O valor 3,75 l significa que estamos razoavelmente confiantes que o volume está exato dentro do intervalo 0,01 L e não pode ser 3,74 ou 3,76 L. Entretanto, o volume pode ser de 3,746, 3,750, 3,753, etc., uma vez que todos esses valores são arredondados como 3,75 L (Fig. 1–67). É mais apropriado conservar todos os algarismos durante os cálculos intermediários, e fazer o arredondamento na etapa final, já que é isso que um computador normalmente faz.

Ao solucionar problemas, iremos supor que as informações fornecidas são exatas com até pelo menos três algarismos significativos. Dessa forma, se o comprimento de um duto for dado como 40 m, suporemos que ele tem 40,0 m para justificar o uso de três algarismos significativos nos resultados finais. Você também deve lembrar que todos os valores determinados experimentalmente estão sujeitos a erros de medição, e tais erros se refletem nos resultados obtidos. Por exemplo, se a densidade de uma substância tiver uma incerteza de 2%, então a massa determinada com o uso desse valor de densidade também terá uma incerteza de 2%. Você também deve saber que às vezes introduzimos pequenos erros propositalmente, para evitar o trabalho de pesquisar dados mais exatos. Por exemplo, ao lidarmos com água na forma líquida, usamos apenas o valor de 1.000 kg/m^3 para a densidade, que é o valor da densidade da água pura a 0 °C. O uso desse valor a 75 °C resulta em um erro de 2,5%, uma vez que a densidade nessa temperatura é de 975 kg/m^3.

Os minerais e as impurezas da água introduzirão um erro adicional. Nesse caso, você não deve ter reservas em arredondar os resultados finais para um número razoável de algarismos significativos. Além disso, uma margem de incerteza representando uma pequeníssima porcentagem nos resultados da análise de engenharia geralmente é a norma, e não a exceção.

RESUMO

Neste capítulo, os conceitos básicos da termodinâmica são apresentados e discutidos. *Termodinâmica* é a ciência que lida primariamente com a energia. A *primeira lei da termodinâmica* é apenas uma expressão do princípio de conservação da energia. Ela afirma que a *energia* é uma propriedade termodinâmica. A *segunda lei da termodinâmica* declara que a energia tem *qualidade* assim como *quantidade*, e que os processos reais ocorrem na direção da diminuição da qualidade da energia.

Um sistema de massa fixa é chamado de *sistema fechado,* ou *massa de controle*, e um sistema que envolve transferência de massa através de suas fronteiras é chamado de *sistema aberto*, ou *volume de controle*. As propriedades de um sistema que são dependentes da massa são chamadas de *propriedades extensivas,* e as outras são as *propriedades intensivas*. A *densidade* é a massa por unidade de volume, e o *volume específico* é o volume por unidade de massa.

Um sistema está em *equilíbrio termodinâmico* quando mantém o equilíbrio térmico, mecânico, de fase e químico. Qualquer variação de um estado para outro é chamada de *processo*. Um processo com estados inicial e final idênticos é chamado de *ciclo*. Durante um *processo quase-estático* ou de *quase-equilíbrio*, o sistema permanece praticamente em equilíbrio durante todo o tempo. O estado de um sistema simples e compressível é completamente determinado por duas propriedades independentes e intensivas.

A *lei zero da termodinâmica* declara que dois corpos estão em equilíbrio térmico se ambos tiverem a mesma leitura de temperatura, mesmo que não estejam em contato.

As escalas de temperatura que hoje são usadas no SI e no sistema inglês são a *escala Celsius* e a *escala Fahrenheit,* respectivamente.

Elas se relacionam às escalas de temperatura absoluta por

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273{,}15$$
$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459{,}67$$

As magnitudes de cada divisão de 1 K e 1 °C são idênticas, assim como as magnitudes de cada divisão de 1 R e 1 °F. Então,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \text{ e } \Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F})$$

A força normal exercida por um fluido por unidade de área é chamada de *pressão*, e sua unidade é o *pascal*. 1 Pa = 1 N/m^2. A pressão relativa ao vácuo absoluto é chamada de *pressão absoluta*, e a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica local é chamada de *pressão manométrica*. As pressões abaixo da pressão atmosférica são chamadas de *pressões de vácuo*. A relação entre as pressões absoluta, relativa e de vácuo é

$$P_{\text{man}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \text{ (para as pressões acima de } P_{\text{atm}})$$
$$P_{\text{vac}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \text{ (para as pressões abaixo de } P_{\text{atm}})$$

A pressão em um ponto de um fluido tem a mesma magnitude em todas as direções. A variação da pressão com a altura é dada por

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g$$

onde a direção z é positiva para cima. Quando a densidade do fluido é constante, a diferença de pressão de uma camada de fluido com espessura Δz é

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g\, \Delta z$$

As pressões absoluta e manométrica de um líquido aberto para a atmosfera a uma profundidade h da superfície livre são

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h \quad \text{ou} \quad P_{\text{man}} = \rho g h$$

Diferenças de pressão pequenas a moderadas são medidas por um *manômetro.* A pressão de um fluido em repouso é constante na direção horizontal. O *princípio de Pascal* estabelece que a pressão aplicada a um fluido confinado aumenta a pressão em todos os pontos na mesma medida. A pressão atmosférica é medida por um *barômetro* e é dada por

$$P_{\text{atm}} = \rho g h$$

onde h é a altura da coluna de líquido.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. American Society for Testing and Materials. *Standards for Metric Practice*. ASTM E 380-79, Janeiro de 1980.
2. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics.* 2. ed. Nova Iorque:Wiley, 1997.
3. J. A. Schooley. *Thermometry*. Boca Raton, FL: CRC Press, 1986.

PROBLEMAS*

Termodinâmica

1–1C Por que um ciclista ganha velocidade em uma estrada em declive mesmo quando não está pedalando? Isso viola o princípio de conservação da energia?

1–2C Uma das coisas mais divertidas que uma pessoa pode fazer é verificar que, em certas partes do mundo, um carro em ponto morto desloca-se para cima quando os freios são liberados. Tais ocorrências são até mesmo transmitidas pela TV. Isso pode realmente acontecer ou é uma ilusão de ótica? Como você pode verificar se uma estrada está realmente em aclive ou declive?

1–3C Um funcionário de escritório diz que uma xícara de café frio sobre sua mesa aqueceu até 80 °C, retirando a energia do ar ambiente, que está a 25 °C. Existe alguma verdade nessa alegação? Esse processo viola alguma lei da termodinâmica?

Massa, força e unidades

1–4C Em um artigo, afirma-se que um motor turbofan recentemente desenvolvido produz 15.000 libras de empuxo para impulsionar

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos em um computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

uma aeronave para a frente. A medida considerada aqui é lbm ou lbf? Explique.

1–5C Explique por que o ano-luz tem a dimensão de comprimento.

1–6C Qual é a força líquida que age sobre um automóvel que trafega a uma velocidade constante de 70 km/h (*a*) em uma estrada plana e (*b*) em uma estrada em aclive?

1–7E Um homem pesa 210 lbf em um local onde $g = 32{,}10$ pés/s^2. Determine seu peso na Lua, onde $g = 5{,}47$ pés/s^2.

Resposta: 35,8 lbf

1–8 Determine a massa e o peso do ar contido em uma sala cujas dimensões são 6 m × 6 m × 8 m. Suponha que a densidade do ar seja de 1,16 kg/m^3.

Respostas: 334,1 kg; 3.277 N

1–9 A 45° de latitude, a aceleração gravitacional em razão da altitude z acima do nível do mar é dada por $g = a - bz$, onde $a = 9{,}807$ m/s^2 e $b = 3{,}32 \times 10^{-6}$ s^{-2}. Determine a altura acima do nível do mar onde o peso de um objeto diminuirá em 0,5%.

Resposta: 14,770 m

1–10 Qual é o peso, em N, de um objeto com massa de 200 kg em um local onde $g = 9{,}6$ m/s^2?

1–11E O calor específico a pressão constante do ar a 25 °C é 1,005 kJ/kg·°C. Expresse esse valor em kJ/kg·K, J/g·°C, kcal/kg·°C, e Btu/lbm·°F.

1–12 Uma pedra de 3 kg é jogada para cima com uma força de 200 N em um local no qual a aceleração da gravidade é de 9,79 m/s^2. Determine a aceleração da pedra em m/s^2.

1–13 Resolva o Prob. 1–12 utilizando o EES (ou outro programa). Imprima toda a solução, incluindo os resultados numéricos com as unidades adequadas.

1–14 Em algum estágio da solução de um problema, uma pessoa acabou chegando à equação $E = 25$ kJ + 7 kJ/kg. Aqui, E é a energia total e tem como unidade o quilojoule. Determine como corrigir o erro e discuta o que o causou.

1–15 Um aquecedor a resistência de 4 kW foi utilizado em um processo de aquecimento de água por 2 horas para elevar a temperatura da água ao nível desejado. Determine a quantidade de energia elétrica usada em kWh e kJ.

1–16 O tanque de gasolina de um carro é completado com um bocal que descarrega gasolina a uma vazão constante. Com base nas unidades de grandezas físicas, obtenha uma expressão para o tempo de enchimento, considerando o volume V do tanque (em L) e da taxa de descarga de gasolina $\dot{V}$ (em L/s).

1–17 Para encher com água uma piscina de volume V (em m^3), será utilizada uma mangueira de diâmetro D (em m). Considerando que a velocidade média de descarga é V (em m/s) e o tempo de enchimento é t (em s), obtenha uma expressão para o volume da piscina com base nas considerações das grandezas físicas envolvidas.

1–18 Com base somente em considerações de unidades, mostre que a energia necessária para acelerar um carro de massa m (em kg) do repouso até uma velocidade V (m/s) em um intervalo de tempo t (em s) é proporcional à massa e ao quadrado da velocidade do carro e inversamente proporcional ao intervalo de tempo.

Sistemas, propriedades, estado e processos

1–19C Você foi convidado para fazer uma análise do metabolismo (energia) de uma pessoa. Como você definiria o sistema para esse fim? Que tipo de sistema é esse?

1–20C Você está tentando entender como um compressor alternativo a ar (um dispositivo pistão-cilindro) funciona. Que tipo de sistema é esse?

1–21C Como você poderia definir um sistema para estudar a redução do ozônio nas camadas superiores da atmosfera terrestre?

1–22C Qual é a diferença entre as propriedades intensivas e extensivas?

1–23C O peso de um sistema é uma propriedade intensiva ou extensiva?

1–24C O volume específico molar de um sistema $\overline{v}$ é definido como a razão entre o volume do sistema e o número de mols de substância contido no sistema. Essa propriedade é extensiva ou intensiva?

1–25C Para que um sistema esteja em equilíbrio termodinâmico, a temperatura e a pressão precisam ser as mesmas em todos os lugares?

1–26C O que é um processo de quase-equilíbrio? Qual é a sua importância na engenharia?

1–27C Defina os processos isotérmico, isobárico e isocórico.

1–28C O que é o postulado de estado?

1–29C Como você descreveria o estado da água em uma banheira? Descreva também o processo que esta água experimenta enquanto esfria.

1–30C Ao analisar a aceleração de gases à medida que eles escoam por um bocal, o que você escolheria como seu sistema? Que tipo de sistema é esse?

1–31C O que é um processo com escoamento em regime permanente?

1–32 A densidade do ar atmosférico varia com a altura, diminuindo com o acréscimo da altitude. (*a*) Usando os dados fornecidos na tabela, obtenha uma relação para a variação da densidade com a altitude e calcule a densidade a uma altitude de 7.000 m. (*b*) Calcule a massa da atmosfera usando a correlação que obteve. Considere a Terra uma esfera perfeita com raio de 6.377 km, e a espessura da atmosfera como 25 km.

z, km	ρ, kg/m^3
6.377	1,225
6.378	1,112
6.379	1,007
6.380	0,9093
6.381	0,8194
6.382	0,7364
6.383	0,6601
6.385	0,5258
6.387	0,4135
6.392	0,1948
6.397	0,08891
6.402	0,04008

Temperatura

1–33C O que é a lei zero da termodinâmica?

1–34C Quais são as escalas de temperatura comuns e absolutas nos sistemas SI e inglês?

1–35C Considere um termômetro de álcool e um termômetro de mercúrio que leem exatamente 0 °C no ponto de gelo e 100 °C no ponto de vapor de água. A distância entre os dois pontos se divide em cem partes iguais nos dois termômetros. Você acredita que esses termômetros fornecerão exatamente a mesma leitura a uma temperatura de 60 °C? Explique.

1–36 A temperatura interna de uma pessoa saudável é de 37 °C. Quanto é isso em kelvins?

1–37E Qual é a temperatura do ar aquecido a 150 °C em °F? E em R?

1–38 A temperatura de um sistema se eleva em 45 °C durante um processo de aquecimento. Expresse essa elevação de temperatura em kelvins.

1–39E O ponto de ignição de um determinado óleo de motor é 363 °F. Qual é a temperatura do ponto de ignição em K e em R?

1–40E A medida da temperatura do ar ambiente de um determinado local equivale a −40 °C. Expresse essa temperatura nas unidades Fahrenheit (°F), Kelvin (K) e Rankine (R).

1–41E A temperatura da água varia 10 °F durante um processo. Expresse essa mudança de temperatura nas unidades Celsius (°C), Kelvin (K) e Rankine (R).

1–42E Os seres humanos sentem-se mais confortáveis quando a temperatura está entre 65° F e 75 °F. Expresse esses limites de temperatura em °C. Converta esse intervalo de temperatura (10 °F) em K, °C e R. Há diferença nesse intervalo, quando medido em unidades relativas ou absolutas?

Pressão, manômetro e barômetro

1–43C Qual é a diferença entre pressão manométrica e pressão absoluta?

1–44C Uma revista de saúde informou que um grupo de médicos mediu a pressão arterial de 100 adultos, considerando duas posições diferentes: braço paralelo ao corpo (ao longo da lateral) e perpendicular ao corpo (em linha reta). As leituras das pessoas que mantiveram o braço paralelo ao corpo mostraram que sua pressão arterial era até 10% mais elevada do que a pressão daquelas pessoas cujo braço estava na posição perpendicular, independentemente de o paciente estar em pé, sentado ou deitado. Explique a possível causa dessa diferença.

1–45C Alguém diz que a pressão absoluta de um líquido de densidade constante dobra quando a profundidade dobra. Você concorda com essa afirmação? Explique.

1–46C Um pequeno cubo de aço está suspenso na água por uma corda. Considerando que os comprimentos das arestas do cubo são muito pequenos, como você compararia as magnitudes das pressões nas partes superiores, nas partes inferiores e nas superfícies laterais do cubo?

1–47C Expresse a lei de Pascal e dê um exemplo prático para ela.

1–48E A pressão à saída de um compressor de ar é de 150 psia. Como essa pressão seria expressa em kPa?

1–49 A pressão em um tanque de armazenamento de ar comprimido é de 1.500 kPa. Qual é a pressão do tanque em (*a*) unidades kN e m; (*b*) unidades kg, m e s; e (*c*) unidades kg, km e s?

1–50E A pressão em uma linha de água é de 1.500 kPa. Como essa pressão seria expressa em (*a*) unidades lb/pé^2 e (*b*) unidades lbf/pol^2 (psi)?

1–51E Considerando que a pressão dentro de um balão de borracha é de 1.500 mm Hg, qual é essa pressão em libra-força por polegada quadrada (psi)?

Resposta: 29,0 psi

1–52 A pressão do hélio dentro de um balão de brinquedo é de 1.250 mm Hg. Como essa pressão seria expressa em kPa?

1–53 A água de um tanque é pressurizada a ar, e a pressão é medida por um manômetro de vários fluidos, como mostra a Fig. P1–53. Determine a pressão manométrica do ar no tanque se h_1 = 0,2 m, h_2 = 0,3 m e h_3 = 0,46 m. Considere as densidades da água, do óleo e do mercúrio 1.000 kg/m^3, 850 kg/m^3 e 13.600 kg/m^3 respectivamente.

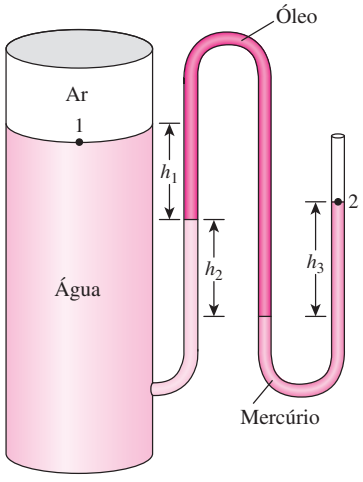


FIGURA P1–53

1–54 Determine a pressão atmosférica em um local onde a leitura barométrica é de 750 mm Hg. Considere a densidade do mercúrio como 13.600 kg/m^3.

1–55 A pressão manométrica de um líquido a uma profundidade de 3 m é lida como 42 kPa. Determine a pressão manométrica do mesmo líquido a uma profundidade de 9 m.

1–56 A pressão absoluta na água a uma profundidade de 5 m é lida como 145 kPa. Determine (*a*) a pressão atmosférica local, e (*b*) a pressão absoluta a uma profundidade de 5 m em um líquido cuja densidade relativa é de 0,85 na mesma localização.

1–57E Mostre que 1 kgf/cm^2 = 14,223 psi.

1–58E Os diâmetros dos pistões mostrados na Fig. P1–58E são $D_1 = 3$ pol e $D_2 = 1{,}5$ pol. Determine a pressão na câmara 3, em psia, quando as outras pressões são $P_1 = 150$ psia e $P_2 = 250$ psia.

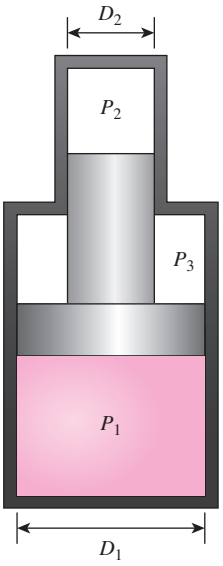


FIGURA P1–58E

1–59 Os diâmetros dos pistões na Fig. P1–58E são $D_1 = 10$ cm e $D_2 = 4$ cm. Considerando que a pressão na câmara 2 é de 2.000 kPa e a pressão na câmara 3 é 700 kPa, qual é a pressão na câmara 1, em kPa?

Resposta: 908 kPa

1–60 Considere uma mulher de 70 kg. A área de impressão total de seu pé corresponde a 400 cm^2. Ela deseja caminhar na neve, mas a neve não suporta pressões acima de 0,5 kPa. Determine o tamanho mínimo dos sapatos de neve necessários (área de impressão por sapato) para permitir que ela caminhe na neve sem afundar.

1–61 Um medidor de vácuo conectado a um tanque indica 30 kPa em uma localização na qual a leitura barométrica é de 750 mm Hg. Determine a pressão absoluta no tanque. Considere $\rho_{Hg} = 13.590$ kg/m^3.

Resposta: 70,0 kPa

1–62E A pressão de vácuo de um condensador é 80 kPa. Se a pressão atmosférica é 98 kPa, qual é a pressão manométrica e a pressão absoluta em kPa, kN/m^2, lbf/pé^2, psi, e mm Hg?

1–63 O barômetro de um alpinista indica 740 mbars no início de uma escalada e 630 mbars no final. Desprezando o efeito da altitude sobre a aceleração gravitacional local, determine a distância vertical escalada. Considere uma densidade do ar média de 1,20 kg/m^3.

Resposta: 934 m

1–64 Um barômetro básico pode ser usado para medir a altura de um prédio. Determine a altura do prédio quando as leituras barométricas no alto e na parte inferior são de 675 e 695 mm Hg, respectivamente. Considere as densidades do ar e do mercúrio como 1,18 kg/m^3 e 13.600 kg/m^3 respectivamente.

FIGURA P1–64

© Vol. 74/Corbis.

1–65 Resolva o Prob. 1–64 utilizando o EES (ou outro programa). Imprima toda a solução, incluindo os resultados numéricos com as unidades adequadas.

1–66 Considere um homem de 1,75 m de altura, em pé e completamente submerso pela água de uma piscina. Determine a diferença entre as pressões que atuam na cabeça e nos dedos dos pés desse homem, em kPa.

1–67 Um gás está contido na vertical em um dispositivo cilindro-pistão sem atrito. O pistão tem uma massa de 3,2 kg e uma área de secção transversal de 35 cm^2. Uma mola comprimida sobre o pistão

exerce uma força de 150 N no pistão. Considerando que a pressão atmosférica é 95 kPa, determine a pressão no interior do cilindro.

Resposta: 147 kPa

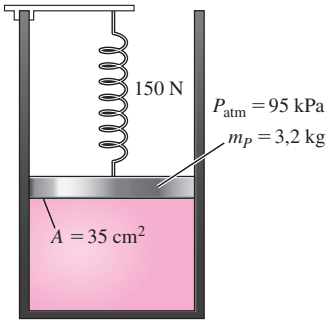


FIGURA P1–67

1–68 Reconsidere o Prob. 1–67. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da força da mola no intervalo de 0 a 500 N sobre a pressão dentro do cilindro. Trace um gráfico da pressão contra a força da mola e discuta os resultados.

1–69 Um manômetro (Bourdon) e um manômetro de coluna estão conectados a um tanque de gás para medir sua pressão. Considerando que a leitura do medidor de pressão é de 80 kPa, determine a distância entre os dois níveis de fluido do manômetro de coluna se o fluido for (*a*) mercúrio ($\rho = 13.600$ kg/m^3) ou (*b*) água ($\rho = 1.000$ kg/m^3).

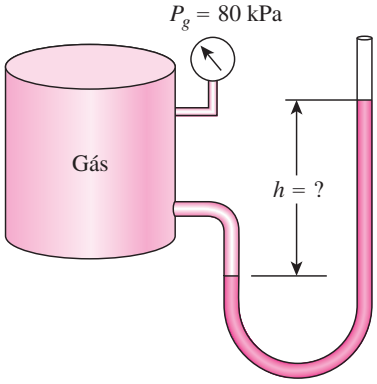


FIGURA P1–69

1–70 Reconsidere o Prob. 1–69. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da densidade do fluido manométrico no intervalo de 800 a 13.000 kg/m^3 sobre a diferença de altura do fluido manométrico. Trace um gráfico da diferença de altura do fluido *versus* a densidade e discuta os resultados.

1–71 Um manômetro de coluna contendo óleo ($\rho = 850$ kg/m^3) está conectado a um tanque cheio de ar. Considerando que a diferença no nível de óleo entre as duas colunas é de 36 cm e a pressão atmosférica é 98 kPa, determine a pressão absoluta do ar no tanque.

Resposta: 101 kPa

1–72 Um manômetro de mercúrio ($\rho = 13.600$ kg/m^3) está conectado a um duto de ar para medir a pressão dentro dele. A diferença nos níveis do manômetro é de 15 mm, e a pressão atmosférica é de 100 kPa. (*a*) A julgar pela Fig. P1–72, determine se a pressão do duto está acima ou abaixo da pressão atmosférica. (*b*) Determine a pressão absoluta no duto.

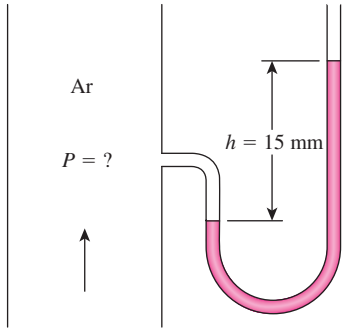


FIGURA P1–72

1–73 Repita o Prob. 1–72 para uma diferença de altura de mercúrio de 45 mm.

1–74E Em geral, a pressão sanguínea é medida colocando-se um invólucro fechado cheio de ar com um medidor de pressão no antebraço de uma pessoa na altura do coração. Usando um manômetro de mercúrio e um estetoscópio, a pressão sistólica (a máxima quando o coração está bombeando) e a pressão diastólica (a mínima quando o coração está em repouso) são medidas em mm Hg. As pressões sistólica e diastólica de uma pessoa saudável são aproximadamente 120 mm Hg e 80 mm Hg respectivamente, e são indicadas como 120/80. Expresse essas pressões relativas em kPa, psi e metro de coluna d'água.

1–75 A pressão sanguínea máxima no antebraço de uma pessoa saudável é de aproximadamente 120 mmHg. Se um duto vertical aberto para a atmosfera estiver conectado a um vaso sanguíneo do braço da pessoa, determine até onde o sangue subirá dentro do duto. Considere a densidade do sangue como 1.050 kg/m^3.

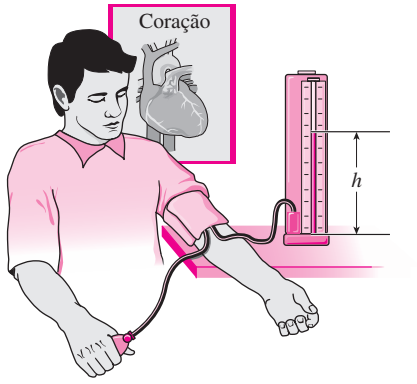


FIGURA P1–75

1–76 Determine a pressão exercida sobre um mergulhador a 30 m abaixo da superfície livre do mar. Considere uma pressão barométrica de 101 kPa e uma densidade relativa de 1,03 para a água do mar.

Resposta: 404,0 kPa

1–77 Considere um tubo em U cujas extremidades estão abertas para a atmosfera. Coloca-se água em uma das colunas do tubo em U, e óleo leve ($\rho = 790$ kg/m^3) na outra. Uma coluna contém água a 70 cm de altura, enquanto a outra contém ambos os fluidos com uma razão entre as alturas de óleo e de água igual a 4. Determine a altura de cada fluido nessa coluna.

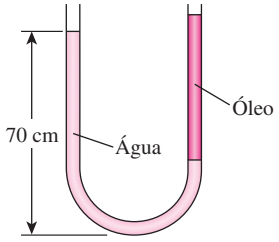


FIGURA P1–77

1–78 Água doce e água do mar escoam em tubulações horizontais paralelas e estão conectadas entre si por um manômetro de tubo em U duplo, como mostra a Fig. P1–78. Determine a diferença de pressão entre as duas tubulações. Considere a densidade da água do mar nessa localização como $\rho = 1.035$ kg/m^3. A coluna de ar pode ser ignorada na análise?

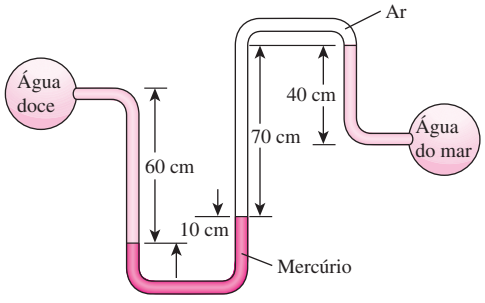


FIGURA P1–78

1–79 Repita o Prob. 1–78 substituindo o ar por óleo, cuja densidade relativa é de 0,72.

1–80 Calcule a pressão absoluta, P_1, do manômetro mostrado na Fig. P1–80 em kPa. A pressão atmosférica local é 758 mm Hg.

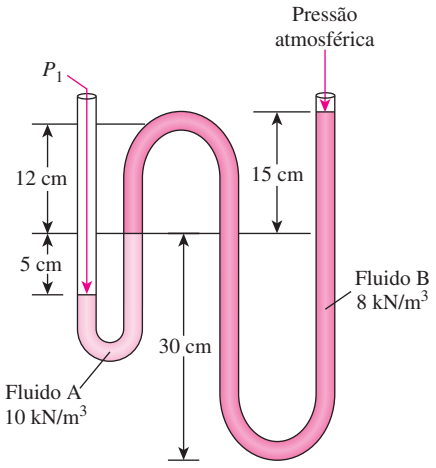


FIGURA P1–80

1–81 Considere o manômetro na Fig. P1–80. Se o peso específico do fluido A é 100 kN/m^3, qual é a pressão absoluta, em kPa, indicada pelo manômetro quando a pressão atmosférica local é de 90 kPa?

1–82 Considere o manômetro na Fig. P1–80. Se o peso específico do fluido B é 12 kN/m^3, qual é a pressão absoluta (em kPa) indicada pelo manômetro quando a pressão atmosférica local é de 720 mm Hg?

1–83 A pressão manométrica do ar medida no tanque mostrado na Fig. P1–83 é de 80 kPa. Determine a diferença de altura h da coluna de mercúrio.

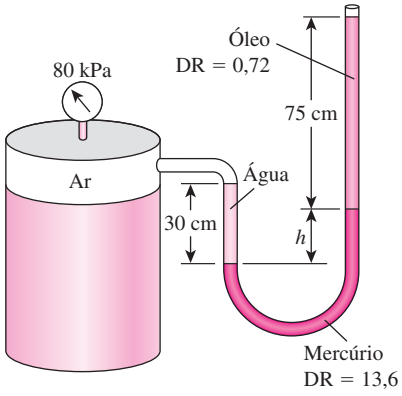


FIGURA P1–83

1–84 Repita o Prob. 1–83 para uma pressão manométrica de 40 kPa.

1–85 A parte superior de um tanque de água divide-se em dois compartimentos, como mostra a Fig. P1–85. Um fluido com densidade desconhecida é acrescentado de um lado, e no outro lado o nível da água se eleva em determinada quantidade para compensar esse efeito. Com base nas alturas finais dos fluidos mostradas na figura, determine a densidade do fluido que foi acrescentado. Suponha que o líquido não se mistura com a água.

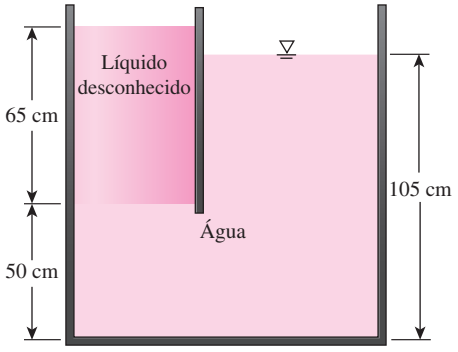


FIGURA P1–85

1–86 Observe o sistema mostrado na Fig. P1–86. Considerando que a interface salmoura-mercúrio na coluna da direita se desloca 5 mm para baixo devido a uma variação de 0,7 kPa na pressão do ar, com a pressão no tubo de salmoura constante, determine a razão A_2/A_1.

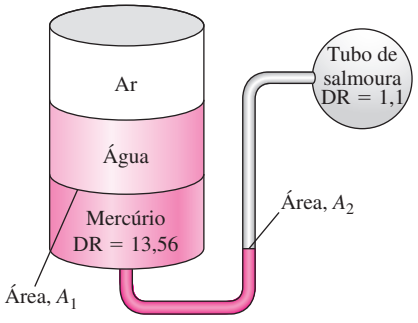


FIGURA P1–86

1–87 Um recipiente contendo vários fluidos está conectado a um tubo em U, como mostra a Fig. P1–87. Para as densidades relativas e alturas de coluna dos fluidos fornecidas, determine a pressão manométrica em *A*. Determine também a altura de uma coluna de mercúrio que criaria a mesma pressão em *A*.

Respostas: 0,471 kPa; 0,353 cm

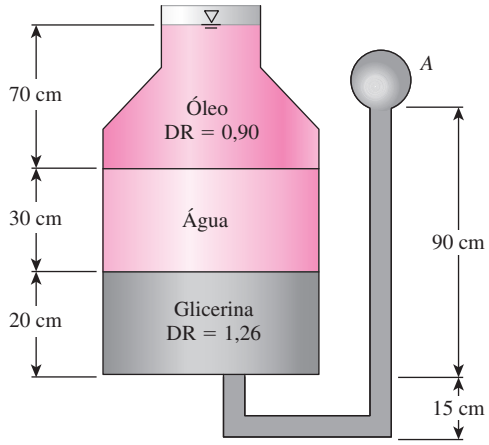


FIGURA P1–87

Resolvendo problemas de engenharia com o EES

1–88C O que representam os pacotes computacionais de engenharia para (*a*) os cursos de engenharia e (*b*) para a prática de engenharia?

1–89 Determine uma raiz real positiva da equação seguinte usando o EES:

$$2x^3 - 10x^{0,5} - 3x = -3$$

1–90 Resolva o seguinte sistema de duas equações com duas incógnitas usando o EES:

$$x^3 - y^2 = 7,75$$
$$3xy + y = 3,5$$

1–91 Resolva o seguinte sistema de três equações com três incógnitas usando o EES:

$$2x - y + z = 7$$
$$3x^2 + 3y = z + 3$$
$$xy + 2z = 4$$

1–92 Resolva o seguinte sistema de três equações com três incógnitas usando o EES:

$$x^2y - z = 1$$
$$x - 3y^{0,5} + xz = -2$$
$$x + y - z = 2$$

1–93E O calor específico é definido como a quantidade de energia necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa de uma substância por um grau. O calor específico da água à temperatura ambiente é 4,18 kJ/kg·°C no sistema SI. Usando o EES e seu recurso de função de conversão de unidade, expresse o calor específico da água nas unidades (*a*) kJ/kg.K, (*b*) Btu/lbm·°F, (*c*) Btu/lbm·R, e (*d*) kcal/kg·°C.

Respostas: (*a*) 4,18; (*b*), (*c*), (*d*) 0,9984

Problemas de revisão

1–94 Um módulo de exploração lunar pesa 2.800 N em um local onde $g = 9{,}8$ m/s^2. Determine o peso desse módulo em newtons quando ele está na Lua, onde $g = 1{,}64$ m/s^2.

1–95 A força gerada por uma mola é dada por $F = kx$, onde k é a constante da mola e x é a deformação da mola. A mola da Fig. P1–95 tem uma constante de mola de 8 kN/cm. As pressões são $P_1 = 5.000$ kPa, $P_2 = 10.000$ kPa e $P_3 = 1.000$ kPa. Se os diâmetros dos pistões correspondem a $D_1 = 8$ cm e $D_2 = 3$ cm, quanto a mola se deformará?

Resposta: 1,72 cm

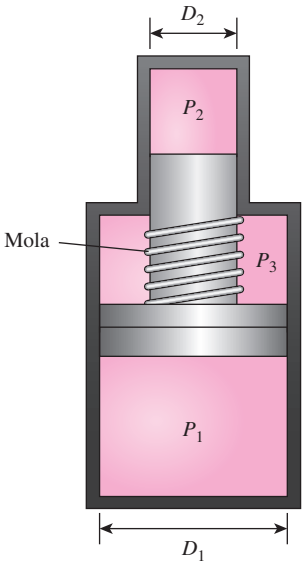


FIGURA P1–95

1–96 O piloto de um avião lê a altitude de 9.000 m e a pressão absoluta de 25 kPa ao sobrevoar uma cidade. Calcule a pressão atmosférica local daquela cidade em kPa e em mm Hg. Considere que as densidades do ar e do mercúrio são 1,15 kg/m^3 e 13.600 kg/m^3 respectivamente.

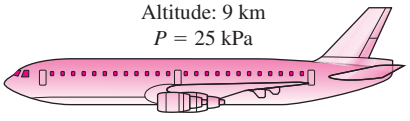


FIGURA P1–96

1–97 O peso dos corpos pode variar um pouco de uma localização para outra, como resultado da variação da aceleração gravitacional g com a altitude. Considerando essa variação e usando a relação do Prob. 1–9, determine o peso de uma pessoa de 80 kg no nível do mar ($z = 0$) em Denver ($z = 1.610$ m) e no alto do Monte Everest ($z = 8.848$ m).

1–98E Um homem vai a um pequeno mercado comprar um filé para o jantar. Ele encontra um filé de 12 onças (1 lbm = 16 onças) por US$ 3,15. Em seguida, ele vai a um grande mercado próximo e encontra um filé de 300 g e qualidade idêntica por US$ 2,95. Qual filé é a melhor oferta?

1–99E Qual é o peso de uma substância de 1 kg em N, kN, kg·m/s^2, kgf, lbm·pé/s^2 e lbf?

1–100E A eficiência de um refrigerador aumenta em 3% para cada °C aumentado na temperatura mínima no dispositivo. Qual é o aumento da eficiência para cada aumento da temperatura em (*a*) K, (*b*) °F e (*c*) R?

1–101E A temperatura de ebulição da água diminui em cerca de 3 °C para cada aumento de 1.000 m em altitude. Qual é a diminuição da temperatura de ebulição em (*a*) K, (*b*) °F e (*c*) R para cada aumento de 1.000 m em altitude?

1–102E Uma hipertermia de 5 °C (isto é, 5 °C de aumento acima da temperatura normal do corpo) é considerada fatal. Expresse esse nível fatal de hipertermia em (*a*) K, (*b*) °F e (*c*) R.

1–103E Uma casa está perdendo calor a uma taxa de 2.700 kJ/h por °C de diferença entre as temperaturas interna e externa. Expresse a taxa de perda de calor dessa casa por (*a*) K, (*b*) °F e (*c*) R de diferença entre a temperatura interna e externa.

1–104 A temperatura média da atmosfera terrestre é dada aproximadamente em razão da altitude pela relação

$$T_{atm} = 288{,}15 - 6{,}5z$$

onde T_{atm} é a temperatura da atmosfera em K, e z é a altitude em km com $z = 0$ no nível do mar. Determine a temperatura média da atmosfera do lado de fora de um avião viajando a uma altitude de 12.000 m.

1–105 Joe Smith, um estudante de engenharia à moda antiga, acredita que o ponto de ebulição da água é o ponto de referência mais adequado para as escalas de temperatura. Infeliz com o fato de que o ponto de ebulição corresponde a algum número esquisito nas escalas atuais de temperatura absoluta, ele propôs uma nova escala de temperatura absoluta, a qual chamou de escala Smith. A unidade de temperatura dessa escala é o *smith*, representado pelo S, e o ponto de ebulição da água nessa escala é considerado 1.000 S. Sob o ponto de vista termodinâmico, discuta se essa é uma escala de temperatura aceitável. Determine também o ponto de gelo da água na escala Smith e obtenha uma razão entre as escalas Smith e Celsius.

1–106E É bem conhecido que o ar frio parece muito mais frio em um tempo ventoso do que a leitura de um termômetro indica, devido ao "efeito de resfriamento" do vento. Esse efeito se deve ao aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção com o aumento da velocidade do ar. A *temperatura equivalente do vento frio* em °F é dada por [ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA, 1993), p. 8.15.]

$$T_{equiv.} = 91{,}4 - (91{,}4 - T_{amb.}) \times (0{,}475 - 0{,}0203V + 0{,}304\sqrt{V})$$

onde V é a velocidade do vento em milhas/h, e $T_{amb.}$ é a temperatura do ar ambiente em °F no ar calmo (considera-se que o ar calmo é aquele em que há ventos fracos a velocidades de até 4 milhas/h). A constante de 91,4 °F na equação dada é a temperatura média da pele de uma pessoa em repouso em um ambiente confortável. O ar com ventos à temperatura $T_{amb.}$ e velocidade V vai ser tão frio quanto o ar calmo na temperatura $T_{equiv.}$. Usando os fatores de conversão apropriados, obtenha uma relação equivalente em unidades no SI onde V é a velocidade do vento na km/h e $T_{amb.}$ é a temperatura do ar ambiente em °C.

Resposta: $T_{equiv.} = 33{,}0 - (33{,}0 - T_{amb.}) \times (0{,}475 - 0{,}0126V + 0.240\sqrt{V})$

1–107E Reconsidere o Prob. 1–106E. Usando o EES (ou outro programa), trace as temperaturas equivalentes de vento frio em °F como uma função da velocidade do vento no intervalo de 4 a 40 mph para as temperaturas ambientes de 20, 40 e 60 °F. Discuta os resultados.

1–108 Um sistema de ar condicionado exige que uma seção de 20 m de um duto com diâmetro de 15 cm seja colocada sob a água. Determine a força vertical que a água exercerá sobre o duto. Considere as densidades do ar e da água 1,3 kg/m³ e 1.000 kg/m³ respectivamente.

1–109 Os balões geralmente são preenchidos com gás hélio, porque seu peso representa apenas um sétimo do peso do ar em condições idênticas. A força de flutuação, que pode ser expressa como $F_b = \rho_{ar} g V_{balão}$, empurrará o balão para cima. Se o balão tiver um diâmetro de 12 m e carregar duas pessoas com 85 kg cada uma, determine a aceleração do balão quando ele for liberado. Considere a densidade do ar $\rho = 1{,}16$ kg/m³, e despreze o peso das cordas e da cesta.

Resposta: 22,4 m/s²

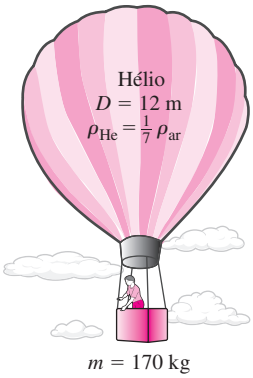


FIGURA P1–109

1–110 Reconsidere o Prob. 1–109. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do número de pessoas carregadas pelo balão sobre a aceleração. Trace um gráfico da aceleração em função do número de pessoas e discuta os resultados.

1–111 Determine a máxima carga (em kg) que o balão descrito no Prob. 1–109 pode transportar.

Resposta: 900 kg

1–112 A metade inferior de um recipiente cilíndrico de 10 m de altura está cheia de água ($\rho = 1.000$ kg/m³), e a metade superior está cheia de óleo, cuja densidade relativa é 0,85. Determine a diferença de pressão entre o topo e o fundo do cilindro.

Resposta: 90,7 kPa

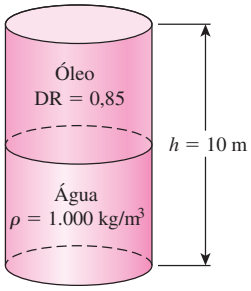


FIGURA P1–112

1–113 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito e vertical contém um gás à pressão absoluta de 180 kPa. A pressão atmosférica externa é de 100 kPa, e a área do pistão é de 25 cm². Determine a massa do pistão.

1–114 Uma panela de pressão cozinha muito mais rápido do que uma panela comum ao manter mais altas a pressão e a temperatura internas. A tampa de uma panela de pressão é bem selada, e o vapor só pode escapar por uma abertura no meio da tampa. Uma peça de metal separada – a válvula – fica no alto dessa abertura, e evita que o vapor escape até que a força de pressão supere o peso da válvula. Dessa maneira, o escape periódico do vapor evita um aumento de pressão mais perigoso e mantém a pressão dentro da panela em um valor constante. Determine a massa da válvula de uma panela, cuja pressão de operação seja de 100 kPa (manométrica) e na qual a abertura de seção transversal seja igual a 4 mm². Considere uma pressão atmosférica de 101 kPa e faça o diagrama de corpo livre da válvula.

Resposta: 40,8 g

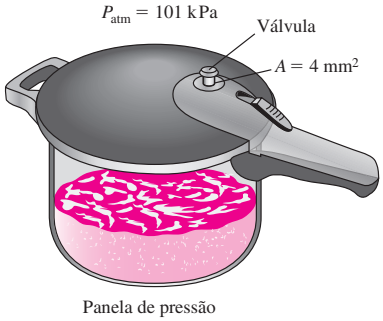


FIGURA P1–114

1–115 Um tubo de vidro é conectado a uma tubulação de água, como mostra a Fig. P1–115. Se a pressão da água na parte inferior do tubo for de 120 kPa e a pressão atmosférica local for de 99 kPa, determine até que altura (em m) a água subirá no tubo. Considere a densidade da água 1.000 kg/m^3.

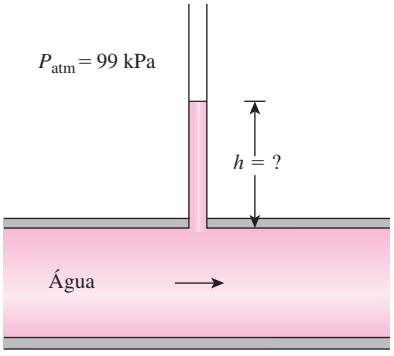


FIGURA P1–115

1–116 Ao medir pequenas diferenças de pressão com um manômetro, quase sempre uma coluna do manômetro é inclinada para melhorar a exatidão da leitura. (A diferença de pressão continua proporcional a distância *vertical* e não ao comprimento real do fluido ao longo do tubo.) A pressão do ar em um duto circular deve ser medida usando-se um manômetro cuja coluna aberta é inclinada a 45° da horizontal, como mostra a Fig. P1–116. A densidade do líquido manométrico é de 0,81 kg/L, e a distância vertical entre os níveis de fluido das duas colunas do manômetro é de 12 cm. Determine a pressão manométrica do ar no duto e o comprimento da coluna de fluido inclinada acima do nível do fluido na coluna vertical.

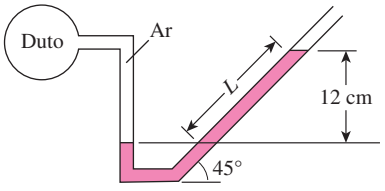


FIGURA P1–116

1–117E Considere um tubo em U cujas extremidades estão abertas para a atmosfera. Volumes iguais de água e óleo leve (ρ = 49,3 lbm/pé^3) são colocados nas diferentes colunas. Uma pessoa sopra do lado do óleo do tubo em U até que a superfície de contato dos dois fluidos se move para o fundo do tubo; assim, os níveis de líquido nas duas colunas se tornam os mesmos. Se a altura do fluido em cada coluna é de 30 pol, determine a pressão manométrica que a pessoa exerce sobre o óleo pelo sopro.

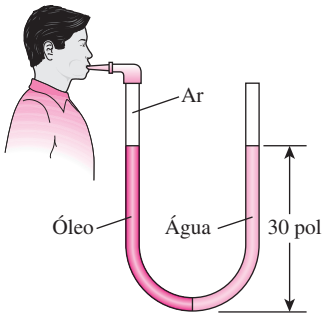


FIGURA P1–117E

1–118 Infusões intravenosas geralmente escoam pela ação da gravidade; por isso pendura-se o recipiente com o fluido a uma altura suficiente para contrapor a pressão no vaso sanguíneo e forçar o fluido para dentro do corpo. Quanto mais alta estiver a garrafa, mais alta será a taxa com a qual o fluido escoará. (*a*) Se for observado que a pressão do fluido e a pressão sanguínea se equilibram quando a garrafa está a 80 cm acima do nível do braço, determine a pressão manométrica do sangue. (*b*) Se a pressão manométrica do fluido no nível do braço precisar ser 15 kPa para permitir o escoamento a uma taxa suficiente, determine a que altura a garrafa deve ser colocada. Considere a densidade do fluido 1.020 kg/m^3.

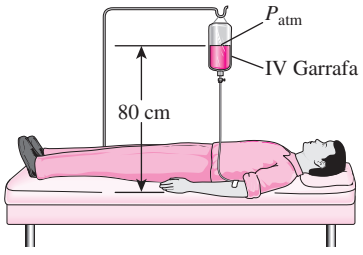


FIGURA P1–118

1–119E Uma tubulação de água está conectada a um manômetro em U duplo, como mostrado na Fig. P1–119E, em uma localização onde a pressão atmosférica é de 14,2 psia. Determine a pressão absoluta no centro do tubo.

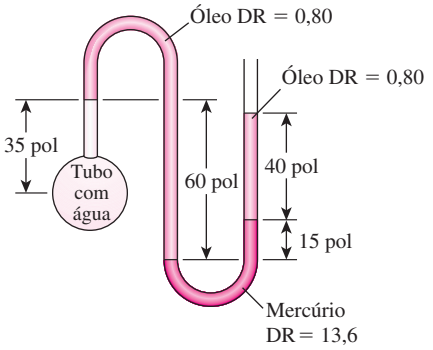


FIGURA P1–119E

1–120 A pressão atmosférica média na Terra é dada aproximadamente em função da altitude por meio da relação $P_{atm} = 101{,}325\ (1 - 0{,}02256z)^{5{,}256}$, onde P_{atm} é a pressão atmosférica em kPa, e z é a altitude em km, com $z = 0$ no nível do mar. Determine as pressões atmosféricas aproximadas em Atlanta ($z = 306$ m), em Denver ($z = 1.610$ m), na Cidade do México ($z = 2.309$ m) e no alto do Monte Everest ($z = 8.848$ m).

1–121 É um fato conhecido que a temperatura da atmosfera varia com a altitude. Na troposfera, que se estende até uma altitude de 11 km, por exemplo, a variação da temperatura pode ser aproximada por $T = T_0 - \beta z$, onde T_0 é a temperatura no nível do mar, considerada 288,15 K, e $\beta = 0{,}0065$ K/m. A aceleração gravitacional também muda com a altitude, e assim $g(z) = g_0/(1 + z/6.370.320)^2$, onde $g_0 = 9{,}807$ m/s^2 e z é a elevação a partir do nível do mar em m. Obtenha uma razão para a variação da pressão na troposfera (*a*) ignorando e (*b*) considerando a variação de g com a altitude.

1–122 A variação da pressão com a densidade em uma camada espessa de gás é dada por $P = C\rho^n$, onde C e n são constantes. Observando que a variação de pressão por uma camada diferencial de fluido de espessura dz na direção vertical z é dada por $dP = -\rho g\ dz$, obtenha a relação para a pressão em função da altura z. Considere a pressão e a densidade em $z = 0$ como P_0 e ρ_0 respectivamente.

1–123 Transdutores de pressão são normalmente usados para medir a pressão gerando sinais analógicos que, em geral, encontram-se na faixa de 4 mA a 20 mA ou 0 V-dc a 10 V-dc, em resposta à pressão aplicada. O sistema cujo esquema é mostrado na Fig. P1–123 pode ser usado para calibrar transdutores de pressão. Um recipiente rígido é preenchido com ar pressurizado, e a pressão é medida pelo manômetro a ele conectado. Uma válvula é usada para regular a pressão do recipiente. Tanto a pressão quanto o sinal elétrico são medidos simultaneamente para diversas condições, e os resultados são tabulados. Para o conjunto de medições fornecido, obtenha a curva de calibração na forma de $P = aI + b$, onde a e b são constantes, e calcule a pressão que corresponde a um sinal de 10 mA.

Δh, mm	28,0	181,5	297,8	413,1	765,9
I, mA	4,21	5,78	6,97	8,15	11,76

Δh, mm	1027	1149	1362	1458	1536
I, mA	14,43	15,68	17,86	18,84	19,64

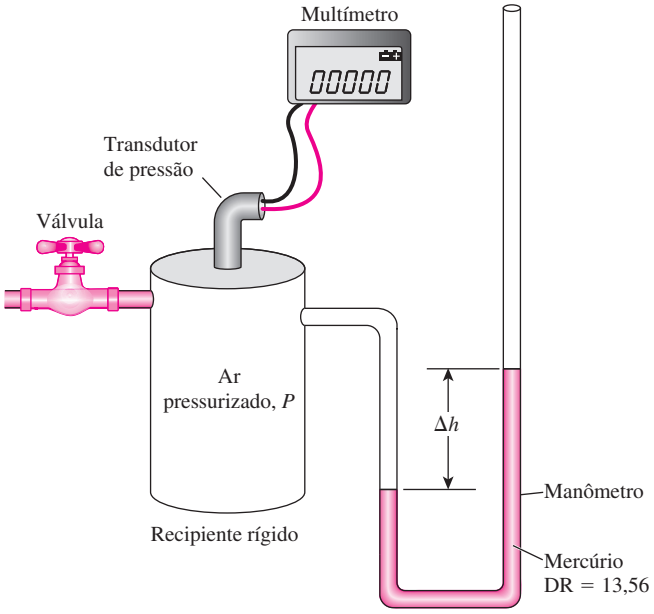


FIGURA P1–123

1–124 Considere o fluxo de ar através de uma turbina eólica cujas pás varrem uma área de diâmetro D (em m). A velocidade média através do ar ao longo da área varrida é V (em m/s). Considerando as unidades das grandezas envolvidas, mostre que a taxa de fluxo de massa de ar (em kg/s) ao longo da área varrida é proporcional à densidade do ar, à velocidade do vento e ao quadrado do diâmetro da área varrida.

1–125 A força de arraste exercida sobre um carro pelo ar depende de um coeficiente de arraste adimensional, a densidade do ar, a velocidade do carro e a área frontal do carro. Isto é, F_D = função ($C_{Arraste}$, $A_{frontal}$, ρ, V). Com base somente nas considerações sobre as unidades, obtenha uma relação para a força de arraste.

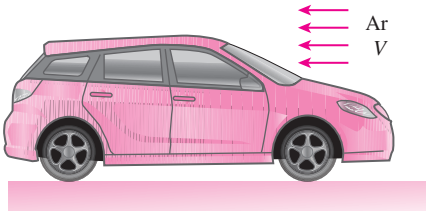


FIGURA P1–125

Problemas de múltipla escolha

1–126 Considere um peixe nadando 5 m abaixo da superfície livre da água. O aumento na pressão exercida sobre o peixe quando ele mergulha até a profundidade de 25 m abaixo da superfície livre é de

(*a*) 196 Pa (*b*) 5.400 Pa (*c*) 30.000 Pa
(*d*) 196.000 Pa (*e*) 294.000 Pa

1–127 As pressões atmosféricas na parte superior e inferior de um prédio são lidas por um barômetro como 96,0 e 98,0 kPa. Se a densidade do ar for de 1,0 kg/m^3, a altura do prédio será

(*a*) 17 m (*b*) 20 m (*c*) 170 m
(*d*) 204 m (*e*) 252 m

1–128 À medida que se resfria, uma maçã perde 4,5 kJ de calor por cada °C de queda em sua temperatura. A quantidade de calor perdida pela maçã por cada °F de queda em sua temperatura é de

(*a*) 1,25 kJ (*b*) 2,50 kJ (*c*) 5,0 kJ
(*d*) 8,1 kJ (*e*) 4,1 kJ

1–129 Considere uma piscina com 2 m de profundidade. A diferença de pressão entre a superfície e o fundo da piscina é de

(*a*) 12,0 kPa (*b*) 19,6 kPa (*c*) 38,1 kPa
(*d*) 50,8 kPa (*e*) 200 kPa

1–130 No nível do mar, o peso de uma massa de 1 kg em unidades no SI é de 9,81 N. O peso de uma massa de 1 lbm em unidades inglesas é

(*a*) 1 lbf (*b*) 9,81 lbf (*c*) 32,2 lbf
(*d*) 0,1 lbf (*e*) 0,031 lbf

1–131 Durante um processo de aquecimento, a temperatura de um objeto se eleva em 10 °C. Essa elevação da temperatura é equivalente a uma elevação de temperatura de

(*a*) 10 °F (*b*) 42 °F (*c*) 18 K
(*d*) 18 R (*e*) 283 K

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

1–132 Escreva um texto sobre os diferentes dispositivos de medição de temperatura. Explique o princípio de operação de cada dispositivo, suas vantagens e desvantagens, seu custo e sua faixa de aplicação. Qual dispositivo você recomendaria nos seguintes casos: medição de temperaturas de pacientes em um consultório médico; monitoramento das variações de temperatura em vários pontos do bloco do motor de um automóvel; monitoramento das temperaturas do forno de uma usina?

1–133 Escreva um texto sobre os diversos dispositivos de medição de massa e volume utilizados ao longo do tempo. Explique também o desenvolvimento das unidades modernas de massa e volume.

Capítulo

2

Energia, Transferência de Energia e Análise Geral da Energia

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Apresentar o conceito de energia e definir suas várias formas.
- Discutir a natureza da energia interna.
- Definir o conceito de calor e a terminologia associada à transferência de energia sob a forma de calor.
- Discutir os três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.
- Definir o conceito de trabalho, incluindo o trabalho elétrico e as várias formas de trabalho mecânico.
- Apresentar a primeira lei da termodinâmica, os balanços de energia e os mecanismos de transferência de energia de e para um sistema.
- Mostrar que um fluido escoando através da fronteira de um volume de controle está associado a um fluxo de energia através dessa fronteira. Essa transferência de energia é adicional àquela que atravessa a superfície de controle sob a forma de calor e/ou trabalho.
- Definir eficiências de conversão de energia.
- Discutir as implicações da conversão de energia sobre o meio ambiente.

Quer percebamos ou não, a energia é parte importante na maioria dos aspectos de nossa vida diária. A qualidade de vida, e até mesmo sua manutenção, dependem da disponibilidade de energia. Portanto, é importante que tenhamos uma boa compreensão das fontes de energia, da conversão entre diversas formas de energia e das ramificações dessas conversões. A energia existe sob muitas formas, e pode ser térmica, mecânica, elétrica, química e nuclear. Até mesmo a massa pode ser considerada uma forma de energia. Ela pode ser transferida para ou de um sistema fechado (uma massa fixa) de duas formas distintas: *calor* e *trabalho*. Para volumes de controle, energia também pode ser transferida por meio de um fluxo de massa. Uma transferência de energia de ou para um sistema fechado é *calor* se for causada por uma diferença de temperatura. Caso contrário, ela é *trabalho* e é causada por uma força que atua através de uma distância.

Iniciamos este capítulo com uma discussão sobre as diversas formas de energia e a transferência de energia sob a forma de calor. Em seguida, apresentamos as diversas formas de trabalho e discutimos a transferência de energia sob a forma de trabalho. Continuamos desenvolvendo uma expressão geral intuitiva para a *primeira lei da termodinâmica*, também conhecida como *princípio de conservação da energia*, que é um dos princípios mais fundamentais da natureza, e demonstramos seu uso. Finalmente, discutimos as eficiências de alguns processos de conversão de energia conhecidos e examinamos o impacto da conversão de energia sobre o ambiente. Tratamentos detalhados da primeira lei da termodinâmica para sistemas fechados e volumes de controle são apresentados nos Caps. 4 e 5, respectivamente.

FIGURA 2–1 Um refrigerador operando com a porta aberta em uma sala bem vedada e isolada.

2–1 INTRODUÇÃO

Estamos familiarizados com o princípio de conservação da energia, a expressão da primeira lei da termodinâmica que vimos no colégio. Ouvimos repetidas vezes que a energia não pode ser criada ou destruída durante um processo; ela só pode se transformar de uma forma para outra. Isso parece bastante simples, mas vamos nos testar e ver se entendemos e se verdadeiramente acreditamos nesse princípio.

Considere uma sala cuja porta e janelas estejam hermeticamente fechadas e cujas paredes estejam bem isoladas, de modo que a perda ou o ganho de calor através das paredes seja desprezível. Um refrigerador com as portas abertas é colocado no meio da sala, e ligado a uma tomada (Fig. 2–1). É possível usar um pequeno ventilador para circular o ar e manter a uniformidade da temperatura dentro da sala. O que você acha que acontecerá com a temperatura média do ar na sala? Ela aumentará ou diminuirá? Ou permanecerá constante?

Provavelmente a primeira ideia que lhe ocorre é que a temperatura média do ar da sala diminuirá à medida que o ar mais quente da sala se misturar ao ar resfriado pelo refrigerador. Alguns podem chamar nossa atenção para o calor gerado pelo motor do refrigerador, e podem argumentar que a temperatura média do ar pode subir se esse efeito de aquecimento for maior do que o efeito de refrigeração. Mas ficarão confusos se for mencionado que o motor é feito de materiais supercondutores e, assim, dificilmente existirá qualquer geração de calor no motor.

A discussão pode prosseguir sem previsão de conclusão até nos lembrarmos do princípio de conservação da energia: se tomarmos toda a sala – incluindo o ar e o refrigerador – como o sistema, que é adiabático, já que a sala está bem selada e isolada, esse sistema só poderá interagir com a energia elétrica, que cruza a fronteira do sistema e entra na sala. A conservação da energia requer que o conteúdo de energia da sala aumente em uma quantidade igual à quantidade de energia elétrica consumida pelo refrigerador, que pode ser mensurada com um medidor elétrico comum. O refrigerador ou seu motor não armazena essa energia; ela deve estar no ar da sala e se manifestará como uma elevação da temperatura do ar. A elevação da temperatura do ar pode ser calculada com base no princípio de conservação da energia, usando as propriedades do ar e a quantidade de energia elétrica consumida. O que você acha que aconteceria se tivéssemos um aparelho de condicionamento de ar em vez de um refrigerador no meio da sala? E se operássemos um ventilador no interior da sala (Fig. 2–2)?

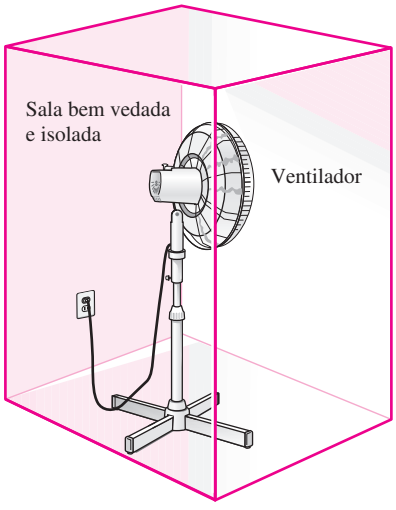


FIGURA 2–2 Um ventilador funcionando em uma sala bem vedada e isolada elevará a temperatura do ar da sala.

Observe que a energia é conservada durante o processo de operação do refrigerador colocado em uma sala – a energia elétrica é convertida em uma quantidade equivalente de energia térmica armazenada no ar da sala. Se a energia se conserva, por que todos os debates sobre conservação de energia e adoção de medidas para conservar energia? Na verdade, "conservação da energia" significa conservação da *qualidade* da energia, não da quantidade. A eletricidade, que é a forma de energia de mais alta qualidade, por exemplo, sempre pode ser convertida em uma quantidade igual de energia térmica (também chamada de *calor*). Mas apenas uma pequena fração da energia térmica, a forma de energia de menor qualidade, pode ser convertida de volta em eletricidade, como discutiremos no Cap. 6. Pense sobre as coisas que você pode fazer com a energia elétrica que o refrigerador consumiu, e sobre o ar da sala que agora está a uma temperatura mais alta. Se nos pedirem para nomearmos as transformações de energia associadas

à operação de um refrigerador, ainda podemos ter dificuldades em responder, porque tudo o que vemos é a energia elétrica entrando no refrigerador e o calor dissipado do refrigerador para o ar da sala. Obviamente, existe a necessidade de estudarmos primeiro as diversas formas de energia. É exatamente isso o que faremos agora, prosseguindo depois com um estudo dos mecanismos da transferência da energia.

2–2 FORMAS DE ENERGIA

A energia pode existir em inúmeras formas; ela pode ser térmica, mecânica, cinética, potencial, elétrica, magnética, química e nuclear, e a soma delas constitui a **energia total** E de um sistema. A energia total de um sistema com base em uma *unidade de massa* é indicada por e. Ela pode ser expressa como

$$e = \frac{E}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2–1}$$

A termodinâmica nada afirma sobre o valor absoluto da energia total. Ela trata apenas da *variação* da energia total, que é o mais importante para os problemas de engenharia. Assim, é possível atribuir um valor zero ($E = 0$) à energia total de um sistema em algum ponto de referência conveniente. A variação da energia total de um sistema não depende do ponto de referência escolhido. A diminuição da energia potencial de uma pedra em queda livre, por exemplo, só depende da diferença de altura, e não do referencial escolhido.

Em uma análise termodinâmica, normalmente é útil considerar as diversas formas de energia que constituem a energia total de um sistema em dois grupos: *macroscópico* e *microscópico.* As formas **macroscópicas** de energia são aquelas que um sistema possui como um todo, com relação a algum referencial externo, como as energias cinética e potencial (Fig. 2–3). As formas **microscópicas** de energia são aquelas relacionadas à estrutura molecular de um sistema e ao grau de atividade molecular e são independentes de referenciais externos. A soma de todas as formas microscópicas de energia é chamada de **energia interna** de um sistema e é indicada por U.

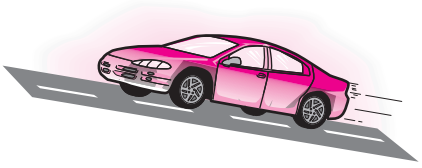


FIGURA 2–3 A energia macroscópica de um objeto muda com a velocidade e a altura.

O termo *energia* foi criado em 1807 por Thomas Young, e seu uso na termodinâmica foi proposto em 1852 por Lord Kelvin. O termo *energia interna* e seu símbolo U apareceram pela primeira vez nos trabalhos de Rudolph Clausius e William Rankine na segunda metade do século XIX, e com o passar do tempo substituíram os termos alternativos *trabalho interior, trabalho interno* e *energia intrínseca* usados na época.

A energia macroscópica de um sistema está relacionada ao movimento e à influência de alguns efeitos externos como gravidade, magnetismo, eletricidade e tensão superficial. A energia que um sistema possui como resultado de seu movimento relativo a algum referencial é chamada de **energia cinética** (EC). Quando todas as partes de um sistema se movem com a mesma velocidade, a energia cinética é expressa como

$$\text{EC} = m\frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ}) \tag{2–2}$$

ou, por unidade de massa

$$\text{ec} = \frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2–3}$$

onde V indica a velocidade do sistema com relação a um referencial fixo. A energia cinética de um corpo sólido em rotação é dada por $\frac{1}{2}I\omega^2$, onde I é o momento de inércia do corpo e ω é a velocidade angular.

A energia que um sistema possui como resultado de sua altura em um campo gravitacional é chamada de **energia potencial** (EP), e é expressa como

$$\text{EP} = mgz \qquad (\text{kJ}) \tag{2–4}$$

ou por unidade de massa

$$\text{ep} = gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2–5}$$

onde g é a aceleração gravitacional e z é a elevação do centro de gravidade do sistema com relação a algum nível de referência escolhido arbitrariamente.

Os efeitos magnéticos, elétricos e de tensão superficial são significativos apenas em alguns casos específicos e, geralmente, ignorados. Na falta de tais efeitos, a energia total de um sistema consiste nas energias cinética, potencial e interna, e é expressa como

$$E = U + \text{EC} + \text{EP} = U + m\frac{V^2}{2} + mgz \qquad (\text{kJ}) \tag{2–6}$$

ou por unidade de massa

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2–7}$$

A maioria dos sistemas fechados permanece estacionário durante um processo e, assim, não sofre nenhuma variação em suas energias cinética e potencial. Os sistemas fechados cuja velocidade e posição do centro da gravidade permanecem constantes durante um processo são chamados de **sistemas estacionários**. A variação da energia total ΔE de um sistema estacionário é idêntica à variação de sua energia interna ΔU. Este livro pressupõe que um sistema fechado é também estacionário, a menos que seja informado o contrário.

Tipicamente, volumes de controle envolvem o escoamento de fluidos por longos períodos, sendo conveniente expressar o fluxo de energia associado a uma corrente de fluido na forma de taxa. Isso é feito incorporando o **fluxo de massa** $\dot{m}$, que é *a quantidade de massa que escoa através de uma seção transversal por unidade de tempo*. Ela está relacionada à **vazão volumétrica** $\dot{V}$, que é o volume de fluido que escoa através de uma seção transversal por unidade de tempo, por

$$\textit{Fluxo de massa:} \qquad \dot{m} = \rho\dot{V} = \rho A_c V_{\text{med}} \qquad (\text{kg/s}) \tag{2–8}$$

que é análoga a $m = \rho V$. Aqui, ρ é a densidade do fluido, A_c é a seção transversal do escoamento e V_{med} é a velocidade média do escoamento normal a A_c. Em todo o livro, o ponto sobre um símbolo indica *por unidade de tempo*. Assim, o fluxo de energia associado a um fluxo de massa $\dot{m}$ é (Fig. 2–4)

$$\textit{Fluxo de energia:} \qquad \dot{E} = \dot{m}e \qquad (\text{kJ/s ou kW}) \tag{2–9}$$

no qual é análogo a $E = me$.

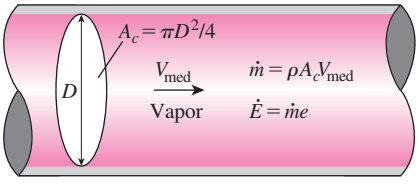


FIGURA 2–4 Fluxos de massa e energia associados ao escoamento de vapor em um duto de diâmetro interno D com velocidade média V_{med}.

Uma interpretação física para a energia interna

A energia interna foi definida anteriormente como a soma de todas as formas *microscópicas* de energia em um sistema. Ela está relacionada à *estrutura molecular* e ao grau de *atividade molecular* e pode ser vista como a soma das energias *cinética* e *potencial* das moléculas.

Para melhor compreendermos a energia interna, examinemos um sistema no nível molecular. As moléculas de um gás se movem pelo espaço com uma certa velocidade e, portanto, possuem alguma energia cinética. Isso é conhecido como *energia de translação*. Os átomos das moléculas poliatômicas giram ao redor de um eixo, e a energia associada a essa rotação é a *energia cinética de rotação*. Os átomos de uma molécula poliatômica também podem vibrar com relação ao centro de massa comum, e a energia associada a esse movimento de vai-e-volta é a *energia cinética de vibração*. Para os gases, a energia cinética se deve principalmente aos movimentos de translação e rotação, e o movimento vibracional é significativo apenas a altas temperaturas.

Os elétrons de um átomo giram ao redor do núcleo e, portanto, possuem *energia cinética de rotação*. Elétrons das órbitas mais externas têm energia cinética maior. Os elétrons também giram ao redor de seus eixos, e a energia associada a esse movimento é a *energia de spin*. Outras partículas do núcleo de um átomo também possuem energia de spin. A parte da energia interna de um sistema associada às energias cinéticas das moléculas é chamada de **energia sensível** (Fig. 2–5). A velocidade média e o grau de atividade das moléculas são proporcionais à temperatura do gás. A temperaturas mais altas, as moléculas possuem energias cinéticas mais altas, e como resultado o sistema tem uma energia interna mais alta.

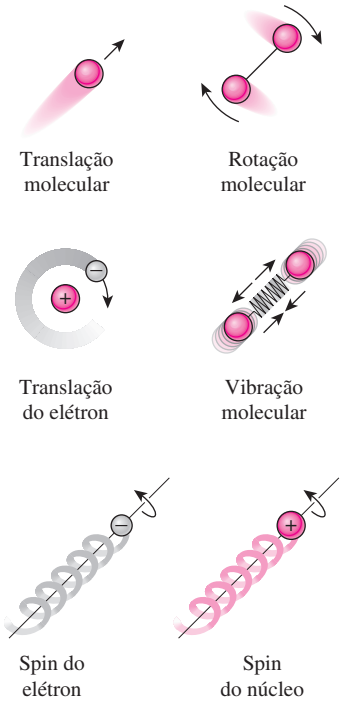


FIGURA 2–5 As diversas formas microscópicas de energia que constituem a energia *sensível*.

A energia interna também está associada às diversas *forças de ligação* entre moléculas de uma substância, entre átomos dentro de uma molécula e entre partículas dentro de um átomo e seu núcleo. As forças que ligam as *moléculas* entre si são, como seria de se esperar, mais fortes nos sólidos e mais fracas nos gases. Se for adicionada energia suficiente às moléculas de um sólido ou de um líquido, elas superam essas forças moleculares, transformando a substância em um gás. Esse é um processo de mudança de fase. Devido a essa energia adicional, um sistema na fase gasosa está em um nível de energia interna mais alto do que na fase sólida ou líquida. A energia interna associada à fase de um sistema é chamada de **energia latente**. O processo de mudança de fase pode ocorrer sem modificação na composição química de um sistema. A maioria dos problemas práticos se classifica nessa categoria, e não é preciso considerar as forças que ligam os átomos de uma molécula.

Um átomo é composto por um núcleo de nêutrons (carga neutra) e prótons (carga positiva) ligados por intensas forças nucleares, e por elétrons (carga negativa) que orbitam ao seu redor. A energia interna associada às ligações atômicas de uma molécula é chamada de **energia química**. Durante uma reação química, como no processo de combustão, algumas ligações químicas são destruídas enquanto outras são formadas. Como resultado, a energia interna muda. As forças nucleares são muito maiores que aquelas que ligam os elétrons ao núcleo. A incrível quantidade de energia associada às fortes ligações existentes no interior do núcleo do átomo propriamente dito é chamada de **energia nuclear** (Fig. 2–6). Obviamente, não precisamos nos preocupar com a energia nuclear na termodinâmica, a menos, é claro, que lidemos com reações de fusão ou fissão. Uma reação química envolve alterações na estrutura dos elétrons dos átomos, mas uma reação nuclear envolve alterações no centro ou núcleo. Assim, um átomo preserva sua identidade durante uma reação química, mas a perde durante uma reação nuclear. Os átomos também podem possuir *energias de momento de dipolo elétrico* e *magnético* quando

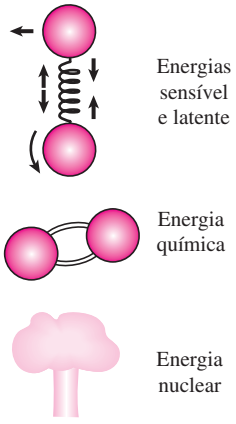


FIGURA 2–6 A energia interna de um sistema é a soma de todas as formas microscópicas de energia.

sujeitos a campos magnéticos e elétricos externos, devido à inversão dos dipolos magnéticos produzida pelas pequenas correntes elétricas associadas aos elétrons em órbita.

As formas de energia já discutidas, que constituem a energia total de um sistema, podem estar *contidas* ou *armazenadas* em um sistema e, portanto, podem ser vistas como formas *estáticas* de energia. Os tipos de energia não armazenados em um sistema podem ser visualizados como formas *dinâmicas* de energia ou como *interações de energia*. As formas dinâmicas de energia são identificadas na fronteira do sistema à medida que a atravessam e representam a energia ganha ou perdida por um sistema durante um processo. As duas únicas formas de interação de energia associadas a um sistema fechado são **transferência de calor** e **trabalho**. Uma interação de energia é transferência de calor se sua força motriz for uma diferença de temperatura. Caso contrário, ela é trabalho, como explica a próxima seção. Um volume de controle também pode trocar energia por meio de transferência de massa, pois sempre que massa é transportada para dentro ou para fora de um sistema, a quantidade de energia associada à massa também é transportada com ela.

No dia a dia, com frequência nos referimos às formas sensíveis e latentes de energia interna como *calor*, e falamos sobre o calor contido nos corpos. Em termodinâmica, porém, geralmente nos referimos àquelas formas de energia como **energia térmica** para evitar qualquer confusão com *transferência de calor.*

É preciso distinguir entre a energia cinética macroscópica de um objeto como um todo e as energias cinéticas microscópicas de suas moléculas, que constituem a energia interna sensível do objeto (Fig. 2–7). A energia cinética de um objeto é uma forma *organizada* de energia associada ao movimento ordenado de todas as moléculas em uma determinada direção ou ao redor de um eixo. Já as energias cinéticas das moléculas são completamente *aleatórias* e altamente *desorganizadas*. Como você verá em outros capítulos, a energia organizada é muito mais valiosa do que a energia desorganizada, e uma grande área de aplicação da termodinâmica é a conversão de energia desorganizada (calor) em energia organizada (trabalho). Você também verá que a energia organizada pode ser completamente convertida em energia desorganizada, mas apenas uma fração da energia desorganizada pode ser convertida em energia organizada, por meio de dispositivos especiais chamados de *máquinas térmicas* (como os motores dos automóveis e das usinas de potência). Um argumento semelhante pode ser usado para a energia potencial macroscópica de um objeto como um todo e para as energias potenciais microscópicas das moléculas.

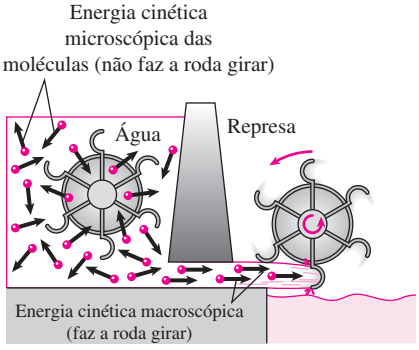

Energia cinética microscópica das moléculas (não faz a roda girar)
Água
Represa
Energia cinética macroscópica (faz a roda girar)

FIGURA 2–7 A energia cinética *macroscópica* é uma forma organizada de energia, e é muito mais útil que as desorganizadas energias cinéticas *microscópicas* das moléculas.

Mais informações sobre a energia nuclear

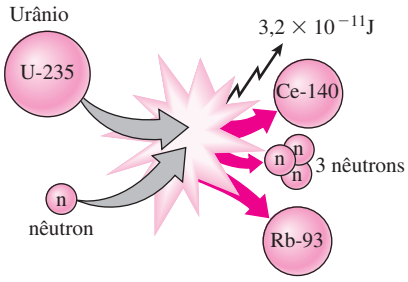
A reação de fissão mais bem conhecida envolve a divisão do átomo de urânio (o isótopo U-235) em outros elementos. Normalmente, ela é usada para gerar eletricidade em usinas nucleares (em 2004, havia 440 delas no mundo todo, gerando 363.000 MW) e abastecer submarinos nucleares e naves espaciais, além de também ser utilizada na construção de bombas nucleares.

A porcentagem de eletricidade produzida pela energia nuclear corresponde a 78% na França, 25% no Japão, 28% na Alemanha e 20% nos Estados Unidos. A primeira reação nuclear em cadeia foi realizada por Enrico Fermi em 1942, e os primeiros reatores nucleares de grande porte foram construídos em 1944, com a finalidade de produzir material para armas nucleares. Quando um átomo de urânio-235 absorve um nêutron e se divide durante um processo de fissão, ele produz um átomo de césio-140, um átomo de rubídio-93, três nêutrons e $3{,}2 \times 10^{-11}$ J de

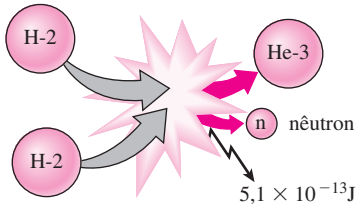
energia. Em termos práticos, a fissão completa de 1 kg de urânio-235 libera 6,73 × 10^{10} kJ de calor, que é mais do que o calor liberado quando 3.000 toneladas de carvão são queimadas. Assim, para a mesma quantidade de combustível, uma reação de fissão nuclear libera vários milhões de vezes mais energia do que uma reação química. Entretanto, a disposição final segura do combustível nuclear já utilizado ainda é uma preocupação.

Energia nuclear por fusão é liberada quando dois núcleos pequenos se combinam em um núcleo maior. A enorme quantidade de energia irradiada pelo Sol e por outras estrelas se origina de um processo de fusão que envolve a combinação de dois átomos de hidrogênio em um átomo de hélio. Quando dois núcleos de hidrogênio pesado (deutério) se combinam durante um processo de fusão, eles produzem um átomo de hélio-3, um nêutron livre e 5,1 × 10^{-13} J de energia (Fig. 2–8).

Na prática, as reações de fusão são muito mais difíceis de serem realizadas por causa da forte repulsão entre os núcleos com carga positiva, chamada de *repulsão de Coulomb.* Para superar essa força de repulsão e permitir que os dois núcleos se fundam, o nível de energia dos núcleos deve ser elevado aquecendo-os a cerca de 100 milhões de °C. Entretanto, tais temperaturas só são encontradas em estrelas ou durante a explosão de bombas atômicas (a bomba A). De fato, a reação de fusão descontrolada de uma bomba de hidrogênio (a bomba H) é iniciada por uma pequena bomba atômica. A reação de fusão descontrolada foi realizada no início dos anos 1950, porém todos os esforços desde então para realizar a fusão controlada para produzir potência, seja por poderosos *lasers*, campos magnéticos e correntes elétricas, falharam.



(*a*) Fissão do urânio



(*b*) Fusão do hidrogênio

FIGURA 2–8 A fissão do urânio e a fusão do hidrogênio durante reações nucleares e a liberação da energia nuclear.

EXEMPLO 2–1 Um automóvel movido a combustível nuclear

Um automóvel comum consome cerca de 5 L de gasolina por dia, e a capacidade de seu tanque de combustível é de aproximadamente 50 L. Assim, esse automóvel precisa ser reabastecido a cada 10 dias. Além disso, sabe-se que a densidade da gasolina varia de 0,68 a 0,78 kg/L, e seu poder calorífico inferior é aproximadamente 44.000 kJ/kg (ou seja, 44.000 kJ de calor são liberados quando 1 kg de gasolina é queimado completamente). Suponha que todos os problemas associados à radioatividade e à disposição final de resíduos dos combustíveis nucleares estejam resolvidos e que o automóvel seja abastecido com o U-235. Considerando que um automóvel novo vem equipado com 0,1 kg do combustível nuclear U-235, determine se ele terá de ser reabastecido em condições normais de uso (Fig. 2–9).

FIGURA 2–9 Esquema para o Exemplo 2–1.

SOLUÇÃO Um automóvel abastecido com energia nuclear vem equipado com combustível nuclear. É preciso determinar se esse automóvel precisará de reabastecimento.

Hipóteses **1** A gasolina é uma substância incompressível com densidade média de 0,75 kg/L. **2** O combustível nuclear é convertido completamente em energia térmica.

Análise A massa de gasolina usada por dia pelo automóvel é

$$m_{\text{gasolina}} = (\rho V)_{\text{gasolina}} = (0{,}75 \text{ kg/L})\ (5 \text{ L/dia}) = 3{,}75 \text{ kg/dia}$$

Observando que o poder calorífico da gasolina corresponde a 44.000 kJ/kg, a energia fornecida ao automóvel por dia é

$$\begin{aligned} E &= (m_{\text{gasolina}})\ (\text{Poder calorífico}) \\ &= (3{,}75 \text{ kg/dia})\ (44.000 \text{ kJ/kg}) = 165.000 \text{ kJ/dia} \end{aligned}$$

(*continua*)

(*continuação*)

A fissão completa de 0,1 kg de urânio-235 libera

$$(6{,}73 \times 10^{10}\ \text{kJ/kg})\ (0{,}1\ \text{kg}) = 6{,}73 \times 10^{9}\ \text{kJ}$$

de calor, que é suficiente para atender às necessidades de energia do automóvel por

$$\text{Nº de dias} = \frac{\text{Quantidade de energia do combustível}}{\text{Uso diário de energia}} = \frac{6{,}73 \times 10^{9}\ \text{kJ}}{165.000\ \text{kJ/dia}} = \mathbf{40.790\ dias}$$

o que equivale a cerca de 112 anos. Considerando que nenhum automóvel durará mais que cem anos, esse veículo nunca precisará ser reabastecido. Parece, então, que combustível nuclear equivalente ao tamanho de uma cereja é suficiente para abastecer um automóvel durante toda a sua vida útil.

Discussão Observe que o problema não é muito realista, uma vez que a massa crítica necessária não pode ser atingida com uma quantidade tão pequena de combustível. Além disso, nem todo o urânio pode ser convertido durante a fissão, novamente devido aos problemas de massa crítica após conversão parcial.

Energia mecânica

FIGURA 2–10 A energia mecânica é um conceito útil para fluxos que não possuem significativas transferências de calor ou conversões de energia, tal como o fluxo de gasolina para um tanque em um automóvel.
© *Corbis RF.*

Muitos sistemas de engenharia são projetados para transportar fluidos de um lugar a outro a uma vazão, velocidade e diferença de altura especificadas, e o sistema pode produzir trabalho mecânico em uma turbina ou pode consumir trabalho mecânico em uma bomba ou ventilador durante o processo (Fig. 2–10). Esses sistemas não envolvem conversão da energia nuclear, química ou térmica em energia mecânica. Da mesma forma, não há transferência de calor em quantidades significativas, e os sistemas operam essencialmente a temperatura constante. Tais sistemas podem ser analisados de forma conveniente considerando apenas as *formas mecânicas de energia* e os efeitos de atrito que causam perda de energia mecânica (ou seja, conversão em energia térmica que, em geral, não pode ser utilizada para nenhuma finalidade útil).

A **energia mecânica** pode ser definida como *a forma de energia que pode ser convertida completa e diretamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico ideal, como uma turbina ideal*, por exemplo. As energias cinética e potencial são as formas conhecidas de energia mecânica. Entretanto, energia térmica não é energia mecânica, uma vez que não pode ser convertida direta e completamente em trabalho (a segunda lei da termodinâmica).

Uma bomba transfere energia mecânica para um fluido elevando sua pressão, e uma turbina extrai energia mecânica de um fluido diminuindo sua pressão. Assim, a pressão de um fluido em escoamento também está associada à sua energia mecânica. Na verdade, a unidade de pressão Pa é equivalente a $\text{Pa} = \text{N/m}^2 = \text{N·m/m}^3 = \text{J/m}^3$,que é energia por unidade de volume, e o produto $P\nu$ ou seu equivalente P/ρ tem unidade J/kg, que é energia por unidade de massa. Observe que a pressão por si só não é uma forma de energia. Mas uma força de pressão agindo sobre um fluido ao longo de uma distância produz trabalho, chamado de *trabalho de escoamento*, em uma quantidade P/ρ por unidade de massa. O trabalho de escoamento é expresso em termos de propriedades do fluido, e é conveniente imaginá-lo como parte da energia do fluido e chamá-lo de *energia de pressão*. Assim, a energia mecânica de um fluido em escoamento pode ser expressa por unidade de massa como

$$e_{\text{mec}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(2–10)}$$

onde P/ρ é a *energia de pressão*, $V^2/2$ é a *energia cinética*, e gz é a *energia potencial* do fluido, todas por unidade de massa. Ela também pode ser expressa na forma de taxa como

$$\dot{E}_{\text{mec}} = \dot{m}e_{\text{mec}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad \textbf{(2–11)}$$

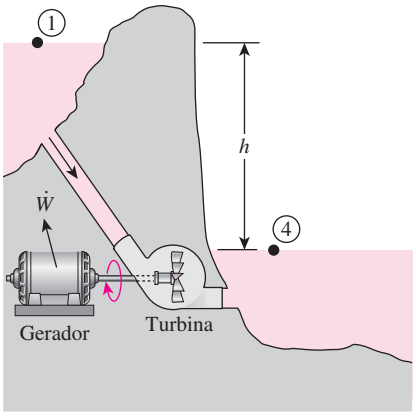
onde $\dot{m}$ é o fluxo de massa do fluido. Então, a variação da energia mecânica de um fluido durante um escoamento incompressível (ρ = constante) torna-se

$$\Delta e_{\text{mec}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(2–12)}$$

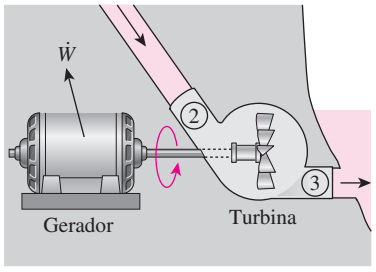
e

$$\Delta \dot{E}_{\text{mec}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mec}} = \dot{m}\left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right) \qquad (\text{kW}) \qquad \textbf{(2–13)}$$

Portanto, a energia mecânica de um fluido não varia durante o escoamento se sua pressão, densidade, velocidade e altura permanecerem constantes. Na ausência de alguma perda irreversível, a variação da energia mecânica representa o trabalho mecânico fornecido ao fluido (se $\Delta e_{\text{mec}} > 0$) ou extraído do fluido (se $\Delta e_{\text{mec}} < 0$). A energia máxima gerada (ideal) por uma turbina, por exemplo, é $\dot{W}_{\max} = \dot{m}\Delta e_{\text{mec}}$, como mostrado na Fig. 2–11.



$\dot{W}_{\max} = \dot{m}\Delta e_{\text{mec}} = \dot{m}g(z_1 - z_4) = \dot{m}gh$
desde $P_1 \approx P_4 = P_{\text{atm}}$ e $V_1 = V_4 \approx 0$
(*a*)



$\dot{W}_{\max} = \dot{m}\Delta e_{\text{mec}} = \dot{m}\dfrac{(P_2 - P_3)}{\rho} = \dot{m}\dfrac{\Delta P}{\rho}$
desde $V_2 \approx V_3$ e $z_2 = z_3$
(*b*)

FIGURA 2–11 A energia mecânica é demonstrada por meio de uma turbina hidráulica ideal acoplada a um gerador ideal. Na ausência de perdas irreversíveis, a potência máxima produzida é proporcional a (*a*) variação na elevação da água a partir da superfície a montante para jusante do reservatório ou (*b*) (*close-up*) a queda de pressão da água na turbina.

EXEMPLO 2–2 Energia do vento

Um local avaliado para a instalação de uma estação eólica tem ventos estáveis de velocidade de 8,5m/s (Fig. 2–12). Determine a energia do vento (*a*) por unidade de massa, (*b*) para uma massa de 10 kg de ar e (*c*) para um fluxo de massa de 1.154 kg/s de ar.

SOLUÇÃO Considera-se um local cuja velocidade do vento é conhecida. As energias por unidade de massa, para uma massa especificada e para um certo fluxo de massa de ar devem ser determinadas.

Hipótese O vento sopra de modo estável à velocidade especificada.

Análise A única forma de energia do ar atmosférico aproveitável para esse fim é a energia cinética, a qual é capturada por uma turbina eólica.

(*a*) A energia do vento por unidade de massa do ar é

$$e = \text{ec} = \frac{V^2}{2} = \frac{(8{,}5\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{J/kg}}{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{36{,}1\ J/kg}$$

(*b*) A energia do vento para uma massa de ar de 10 kg é

$$E = me = (10\ \text{kg})(36{,}1\ \text{J/kg}) = \mathbf{361\ J}$$

(*c*) A energia do vento para um fluxo de massa de 1.154 kg/s é

$$\dot{E} = \dot{m}e = (1.154\ \text{kg/s})(36{,}1\ \text{J/kg})\left(\frac{1\ \text{kW}}{1.000\ \text{J/s}}\right) = \mathbf{41{,}7\ kW}$$

Discussão É possível mostrar que o fluxo de massa especificado corresponde a uma seção de escoamento com diâmetro de 12 m quando a densidade do ar é de 1,2 kg/m^3. Portanto, uma turbina de envergadura de 12 m tem um potencial de geração de energia de 41,7 kW. Turbinas eólicas reais convertem cerca de um terço desse potencial em energia elétrica.

FIGURA 2–12 Potencial local para uma estação eólica, como discutido no Exemplo 2–2.

© Vol. 36/ PhotoDisc/Getty RF.

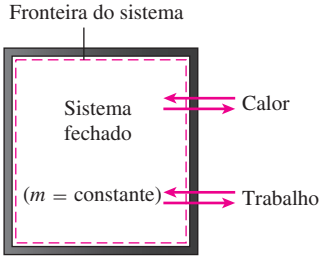


FIGURA 2–13 A energia pode atravessar as fronteiras de um sistema fechado na forma de calor ou trabalho.

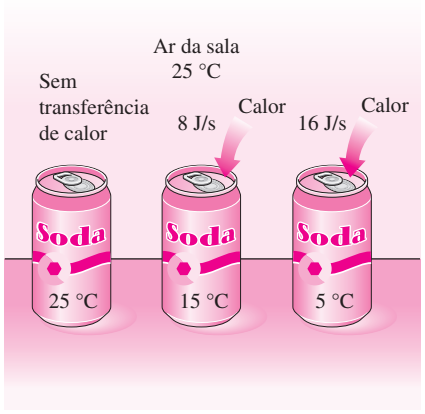


FIGURA 2–14 A diferença de temperatura é a força motriz da transferência de calor. Quanto maior a diferença de temperatura, maior a taxa de transferência de calor.

2–3 TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA POR CALOR

A energia pode cruzar a fronteira de um sistema fechado em duas formas diferentes: *calor* e *trabalho* (Fig. 2–13). É importante diferenciar essas duas formas de energia, e por isso ambas serão discutidas a seguir, para que se forme uma base sólida para o desenvolvimento das leis da termodinâmica. Nossa experiência mostra que uma lata de refrigerante gelado deixada sobre uma mesa se aquece após um certo tempo, da mesma forma que uma batata assada colocada sobre a mesma mesa se esfria. Quando um corpo é deixado em um meio que está a uma temperatura diferente, a transferência de energia ocorre entre o corpo e o meio até que o equilíbrio térmico seja estabelecido, ou seja, até que o corpo e o meio atinjam a mesma temperatura. A direção da transferência de energia sempre é do corpo com temperatura mais alta para aquele com temperatura mais baixa. Depois de estabelecida a igualdade de temperaturas, a transferência de energia para. Nos processos descritos nesse parágrafo, diz-se que a energia é transferida sob a forma de calor.

Calor é definido como *a forma de energia transferida entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude da diferença de temperaturas* (Fig. 2–14). Ou seja, uma interação de energia só é calor se ocorrer devido a uma diferença de temperatura. Dessa forma, não pode haver qualquer transferência de calor entre dois sistemas que estejam à mesma temperatura.

Várias frases de uso corrente hoje – como fluxo de calor, adição de calor, rejeição de calor, absorção de calor, remoção de calor, ganho de calor, perda de calor, armazenamento de calor, geração de calor, calor de reação, liberação de calor, calor específico, calor sensível, calor latente, calor perdido, calor do corpo, calor do processo, sumidouro de calor e fonte de calor – não são consistentes com o significado termodinâmico rigoroso do termo *calor*, o qual limita seu uso à *transferência* da energia térmica durante um processo. Entretanto, essas expressões estão profundamente enraizadas em nosso vocabulário, sendo utilizadas por leigos e cientistas sem causar nenhum mal-entendido, já que em geral são interpretadas adequadamente e não literalmente. (Além disso, não existe nenhuma alternativa aceitável para algumas dessas expressões.) Por exemplo, a frase *calor do corpo* é entendida como o *conteúdo de energia térmica* de um corpo. Da mesma forma, *fluxo de calor* é entendido como *a transferência de energia térmica*, e não o escoamento de uma substância fluida chamada de calor, embora esta última interpretação incorreta, que se baseia na teoria calórica, seja a origem dessa frase. A transferência de calor para um sistema também é chamada de *adição* ou *fornecimento de calor,* e a transferência de calor para fora de um sistema é chamada de *rejeição de calor*. Talvez existam motivos termodinâmicos para relutar tanto em substituir *calor* por *energia térmica*: é preciso menos tempo e energia para dizer, escrever e compreender *calor* do que *energia térmica*.

O calor é a energia em trânsito. Ele só é reconhecido ao cruzar a fronteira de um sistema. Considere mais uma vez o exemplo da batata assada. A batata contém energia, mas essa energia é transferência de calor apenas quando ela passa através da casca da batata (a fronteira do sistema) para alcançar o ar, como mostra a Fig. 2–15. Depois que está na vizinhança, o calor transferido torna-se parte da energia interna dessa vizinhança. Assim, em termodinâmica, o termo *calor* simplesmente significa *transferência de calor*.

Um processo durante o qual não há transferência de calor é chamado de **processo adiabático** (Fig. 2–16). A palavra *adiabático* vem do grego *adiabatos*, que signi-

fica *intransponível*. Um processo pode ser considerado adiabático de duas formas: quando o sistema está bem isolado, de modo que apenas uma quantidade desprezível de calor passe através da fronteira, ou quando o sistema e a vizinhança estejam à mesma temperatura e, portanto, não haja força motriz (diferença de temperatura) para a transferência de calor. Um processo adiabático não deve ser confundido com um processo isotérmico. Embora não exista transferência de calor durante um processo adiabático, o conteúdo de energia (e, consequentemente, a temperatura de um sistema) ainda pode ser alterada por outros meios como o trabalho.

Como uma forma de energia, o calor tem unidades também de energia, e kJ é a mais comum. A quantidade de calor transferida durante um processo entre dois estados (estados 1 e 2) é indicada por Q_{12} ou apenas Q. A transferência de calor *por unidade de massa* de um sistema é indicada por q e é determinada por

$$q = \frac{Q}{m} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2–14}$$

Às vezes, é desejável conhecer a *taxa de transferência do calor* (a quantidade de calor transferida por unidade de tempo), em vez do calor total transferido ao longo de um intervalo de tempo (Fig. 2–17). A taxa de transferência de calor é indicada por $\dot{Q}$, onde o ponto significa a derivada com relação ao tempo, ou "por unidade de tempo". A taxa de transferência de calor $\dot{Q}$, tem a unidade kJ/s, que equivale a kW. Quando $\dot{Q}$ varia com o tempo, o calor total transferido durante um processo é determinado pela integração de $\dot{Q}$ no intervalo de tempo do processo:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \qquad \text{(kJ)} \tag{2–15}$$

Quando $\dot{Q}$ permanece constante durante um processo, essa relação se reduz a

$$Q = \dot{Q}\, \Delta t \qquad \text{(kJ)} \tag{2–16}$$

onde $t = t_2 - t_1$ é o intervalo de tempo durante o qual o processo ocorre.

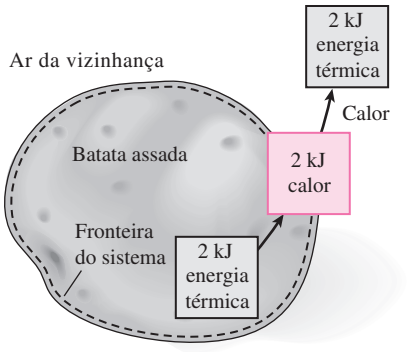


FIGURA 2–15 A energia é somente reconhecida como calor transferido quando atravessa a fronteira do sistema.

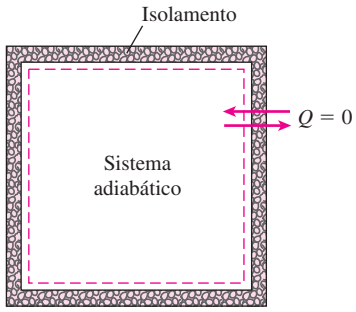


FIGURA 2–16 Durante um processo adiabático, um sistema não troca calor com sua vizinhança.

Calor: contexto histórico

O calor sempre foi percebido como algo que produz em nós uma sensação de aquecimento, e é possível pensar que a natureza do calor é uma das primeiras coisas percebidas pela humanidade. Entretanto, apenas na metade do século XIX tivemos uma verdadeira compreensão física da natureza do calor, graças ao desenvolvimento da **teoria cinética**, que trata moléculas como pequenas esferas que estão em movimento e, portanto, possuem energia cinética. Assim, o calor é definido como a energia associada ao movimento aleatório de átomos e moléculas. Embora tenha sido sugerido no século XVIII e no início do século XIX que o calor é a manifestação do movimento no nível molecular (a chamada *força viva*), a visão do calor que prevaleceu até a metade do século XIX tinha por base a teoria calórica proposta pelo químico francês Antoine Lavoisier (1744-1794) em 1789. A teoria calórica afirma que o calor é uma substância chamada de **calórico**, semelhante a um fluido, que não tem massa, cor, odor e gosto, e pode ser passada de um corpo para outro (Fig. 2–18). Quando o calórico era adicionado a um corpo, sua temperatura aumentava; e quando o calórico era retirado de um corpo, sua temperatura diminuía. Quando um corpo não podia mais conter calórico, da mesma forma que

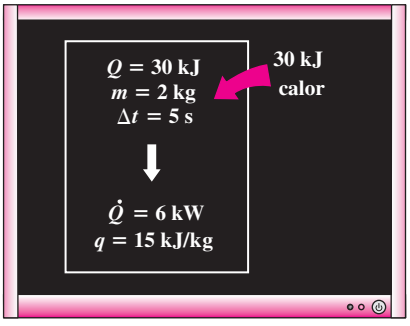


FIGURA 2–17 As relações entre q, Q e $\dot{Q}$.

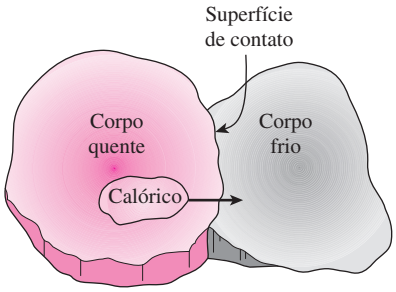


FIGURA 2–18 No início do século XIX, pensava-se que o calor era um fluido invisível, chamado de *calórico*, que escoava dos corpos mais quentes para os corpos mais frios.

não se pode mais dissolver sal ou açúcar em um copo d'água, dizia-se que o corpo estava saturado com calórico. Essa interpretação deu origem aos termos *líquido saturado* e *vapor saturado*, ainda usados nos dias de hoje.

A teoria do calórico foi questionada logo após sua apresentação. Ela propunha que o calor era uma substância que não podia ser criada ou destruída. Entretanto, sabia-se que o calor podia ser gerado indefinidamente esfregando as mãos ou esfregando dois pedaços de madeira. Em 1798, o norte-americano Benjamin Thompson, também conhecido como Conde Rumford (1754-1814), mostrou em seus trabalhos que o calor pode ser gerado continuamente por meio do atrito. A validade da teoria do calórico também foi desafiada por vários outros cientistas. Entretanto, foram os cuidadosos experimentos que o inglês James P. Joule (1818-1889) publicou em 1843 que finalmente convenceram os céticos de que o calor não era uma substância, colocando assim a teoria do calórico de lado. Embora a teoria do calórico tenha sido totalmente abandonada na metade do século XIX, ela contribuiu bastante para o desenvolvimento da termodinâmica e da transferência de calor.

Calor é transferido por meio de três mecanismos: condução, convecção e radiação. A **condução** é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas como resultado da interação entre as partículas. A **convecção** é a transferência de energia entre uma superfície sólida e o fluido adjacente que está em movimento, e envolve os efeitos combinados da condução e do movimento do fluido. A **radiação** é a transferência de energia devido à emissão de ondas eletromagnéticas (ou fótons). Uma visão geral dos três mecanismos da transferência de calor é dada no final deste capítulo no quadro Tópico de Interesse Especial.

2–4 TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA POR TRABALHO

O trabalho, assim como o calor, é uma interação de energia entre um sistema e sua vizinhança. Como já foi mencionado, a energia pode atravessar a fronteira de um sistema fechado na forma de calor ou de trabalho. Assim, *se a energia que cruza a fronteira de um sistema fechado não é calor, ela deve ser trabalho*. O calor é fácil de reconhecer: sua força motriz é uma diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança. Podemos simplesmente dizer que o trabalho é uma interação de energia que não é causada por uma diferença de temperatura entre um sistema e sua vizinhança. Mais especificamente, o *trabalho é a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância.* Um pistão em ascensão, um eixo em rotação e um fio elétrico que atravessa as fronteiras do sistema estão associados a interações de trabalho.

Como o calor, o trabalho é uma forma de transferência de energia e, portanto, possui unidades de energia, como o kJ. O trabalho realizado durante um processo entre os estados 1 e 2 é indicado por W_{12}, ou simplesmente W. O trabalho realizado *por unidade de massa* de um sistema é indicado por w e expresso como

$$w = \frac{W}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2–17}$$

O trabalho realizado *por unidade de tempo* é chamado de **potência** e é indicado por $\dot{W}$ (Fig. 2–19). A unidade de potência é kJ/s ou kW.

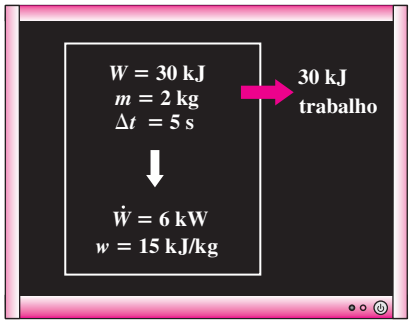


FIGURA 2–19 As relações entre w, W e $\dot{W}$.

Calor e trabalho são *grandezas direcionais* e, portanto, uma descrição completa das interações de calor e trabalho exige a especificação de *magnitude* e *direção*. Uma forma de fazer isso é adotar uma convenção de sinais. A **convenção formal de sinais**, geralmente aceita para as interações entre calor e trabalho, são as seguintes: *transferência de calor para um sistema e trabalho realizado por um sistema são positivos; transferência de calor de um sistema e trabalho realizado sobre um sistema são negativos.* Outra forma é usar os subíndices *e* e *s* para indicar a direção (Fig. 2–20). Por exemplo, um trabalho fornecido de 5 kJ pode ser expresso como $W_{ent} = 5$ kJ, enquanto uma perda de calor de 3 kJ pode ser expressa como $Q_{sai} = 3$ kJ. Quando a direção de uma interação de calor ou trabalho não é conhecida, podemos simplesmente *arbitrar* uma direção para a interação (usando o subscrito *e* ou *s*) e resolver a equação. Um resultado positivo indica que a direção arbitrada está certa. Já um resultado negativo indica que a direção da interação é o oposto da direção arbitrada. Isso é como arbitrar uma direção para uma força desconhecida ao resolver um problema de estática, e inverter a direção quando um resultado negativo for obtido para a força. Usaremos essa *abordagem intuitiva* neste livro, uma vez que ela elimina a necessidade de adotar uma convenção formal de sinais, bem como a necessidade de atribuir cuidadosamente valores negativos a algumas interações.

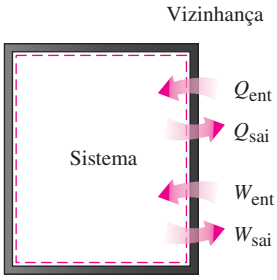


FIGURA 2–20 Especificando as direções do calor e do trabalho.

Observe que a grandeza transferida de ou para o sistema durante a interação não é uma propriedade, já que a quantidade de tal grandeza depende de mais parâmetros além daqueles do estado do sistema. Calor e trabalho são *mecanismos de transferência de energia* entre um sistema e sua vizinhança, existindo muitas semelhanças entre eles:

1. Ambos são reconhecidos nas fronteiras de um sistema à medida que cruzam suas fronteiras. Ou seja, tanto calor quanto trabalho são fenômenos de *fronteira.*
2. Sistemas possuem energia, mas não calor ou trabalho.
3. Ambos estão associados a um *processo*, não a um estado. Ao contrário das propriedades, calor ou trabalho não têm significado em um estado.
4. Ambos são *funções da trajetória* (ou seja, suas magnitudes dependem da trajetória percorrida durante um processo, bem como dos estados inicial e final).

Funções de trajetória possuem **diferenciais inexatas** designadas pelo símbolo δ. Assim, uma quantidade infinitesimal de calor ou trabalho é representada por δQ ou δW, respectivamente, em vez de dQ ou dW. Propriedades, porém, são **funções de ponto** (ou seja, elas dependem apenas do estado, e não do modo como o sistema alcança aquele estado). Elas possuem **diferenciais exatas** designadas pelo símbolo d. Uma pequena variação de volume, por exemplo, é representada por dV, e a variação total do volume durante um processo entre os estados 1 e 2 é

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

Ou seja, a variação do volume durante o processo 1-2 sempre é o volume no estado 2 menos o volume no estado 1, independentemente da trajetória percorrida (Fig. 2–21). O trabalho total realizado durante o processo 1-2, porém, é

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \qquad (\textit{não } \Delta W)$$

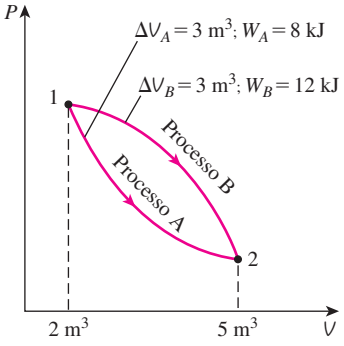


FIGURA 2–21 Propriedades são funções de ponto; mas calor e trabalho são funções de trajetória (suas magnitudes dependem da trajetória percorrida).

Ou seja, o trabalho total é obtido seguindo a trajetória do processo e adicionando diferentes quantidades de trabalho (δW) realizado ao longo do caminho. A integral de δW *não é* $W_2 - W_1$ (ou seja, o trabalho no estado 2 menos o trabalho no estado 1), o que não faz nenhum sentido, já que trabalho não é uma propriedade, e sistemas não possuem trabalho em um estado.

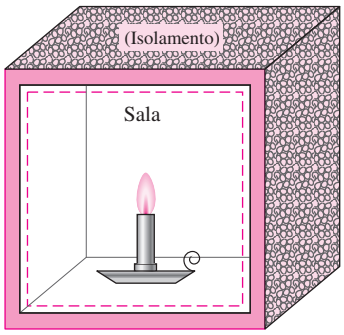


FIGURA 2–22 Esquema para o Exemplo 2–3.

EXEMPLO 2–3 Queimando uma vela em uma sala isolada

Uma vela está queimando em uma sala bem isolada. Sendo a sala (o ar mais a vela) o sistema, determine (*a*) se existe alguma transferência de calor durante esse processo de queima e (*b*) se existe alguma variação da energia interna do sistema.

SOLUÇÃO Uma vela queima em uma sala bem isolada. É preciso determinar se existe alguma transferência de calor e alguma variação da energia interna.

Análise (*a*) As superfícies interiores da sala formam a fronteira do sistema, como indicam as linhas pontilhadas da Fig. 2–22. Como dissemos antes, calor é reconhecido quando atravessa fronteiras. Como a sala está bem isolada, temos um sistema adiabático e nenhum calor cruza as fronteiras. Portanto, nesse processo $Q = 0$. (*b*) A energia interna envolve energias que existem em diversas formas (sensível, latente, química, nuclear). Durante o processo que acabamos de descrever, parte da energia química é convertida em energia sensível. Como não há aumento ou diminuição da energia interna total do sistema, para esse processo $\Delta U = 0$.

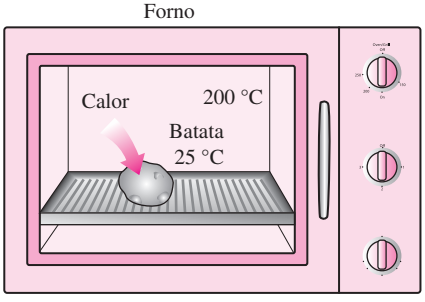


FIGURA 2–23 Esquema para o Exemplo 2–4.

EXEMPLO 2–4 Aquecendo uma batata em um forno

Uma batata que inicialmente estava à temperatura ambiente (25 °C) está sendo assada em um forno mantido a 200 °C, como mostra a Fig. 2–23. Existe alguma transferência de calor durante o processo de cozimento?

SOLUÇÃO Uma batata está sendo assada em um forno. É preciso determinar se existe alguma transferência de calor durante esse processo.

Análise Este não é um problema bem definido, já que o sistema não é especificado. Vamos admitir que observamos a batata, que será nosso sistema. Então, a casca da batata pode ser vista como a fronteira do sistema. Parte da energia do forno passará através da casca da batata. Como a força motriz dessa transferência de energia é uma diferença de temperatura, este é um processo de transferência de calor.

EXEMPLO 2–5 Aquecimento de um forno por realização de trabalho

Um forno elétrico bem isolado está sendo aquecido por meio de seu elemento aquecedor. Se todo o forno, incluindo o elemento aquecedor, for admitido como o sistema, determine se essa é uma interação de calor ou trabalho.

SOLUÇÃO Um forno elétrico bem isolado está sendo aquecido por seu elemento aquecedor. É preciso determinar se essa é uma interação de calor ou trabalho.

Análise Para este problema, as superfícies interiores do forno formam a fronteira do sistema, como mostra a Fig. 2–24. A quantidade de energia no forno obviamente aumenta durante esse processo, caracterizado por uma elevação da temperatura. Essa transferência de energia para o forno não é causada por uma diferença de temperatura entre o forno e o ar da vizinhança. Em vez disso, ela é causada pelos *elétrons* que cruzam a fronteira do sistema e, assim, produzem trabalho. Portanto, esta é uma interação de trabalho.

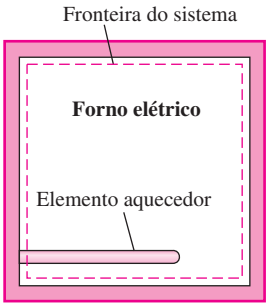


FIGURA 2–24 Esquema para o Exemplo 2–5.

EXEMPLO 2–6 Aquecendo um forno por transferência de calor

Responda à pergunta do Exemplo 2–5 considerando que o sistema seja apenas o ar do forno sem o elemento de aquecimento.

SOLUÇÃO A pergunta do Exemplo 2–5 deve ser reconsiderada admitindo-se como sistema apenas o ar do forno.

Análise Desta vez, a fronteira do sistema incluirá a superfície exterior do elemento aquecedor e não o atravessará, como mostra a Fig. 2–25. Portanto, nenhum elétron atravessará a fronteira do sistema em nenhum ponto. Em vez disso, a energia gerada no interior do elemento aquecedor será transferida para o ar ao seu redor como resultado da diferença de temperatura entre o elemento aquecedor e o ar do forno. Portanto, este é um processo de transferência de calor.

Discussão Em ambos os casos, a quantidade de energia transferida para o ar é a mesma. Esses dois exemplos mostram que uma transferência de energia pode ser calor ou trabalho, dependendo do modo como o sistema é selecionado.

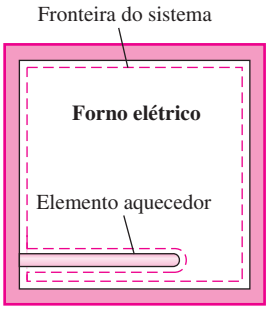


FIGURA 2–25 Esquema para o Exemplo 2–6.

Trabalho elétrico

O Exemplo 2–5 destacou que os elétrons que cruzam a fronteira do sistema realizam trabalho elétrico sobre o sistema. Em um campo elétrico, os elétrons de um fio se movem sob o efeito das forças eletromotrizes, realizando trabalho. Quando N coulombs de carga elétrica se movem em decorrência de uma diferença de potencial $\mathbf{V}$, o trabalho elétrico realizado é

$$W_{\text{eletr}} = \mathbf{V}N$$

que pode também ser expresso na forma de taxa como

$$\dot{W}_{\text{eletr}} = \mathbf{V}I \qquad (\text{W}) \tag{2–18}$$

onde $\dot{W}_{\text{eletr}}$ é a **potência elétrica** e I, o número de cargas elétricas fluindo por unidade de tempo, ou seja, a *corrente* (Fig. 2–26). Em geral, tanto $\mathbf{V}$ quanto I variam com o tempo, e o trabalho elétrico realizado em um intervalo de tempo Δt é expresso como

$$W_{\text{eletr}} = \int_1^2 \mathbf{V}I\,dt \qquad (\text{kJ}) \tag{2–19}$$

Quando $\mathbf{V}$ e I permanecem constantes durante o intervalo de tempo Δt a expressão se reduz a

$$W_{\text{eletr}} = \mathbf{V}I\,\Delta t \qquad (\text{kJ}) \tag{2–20}$$

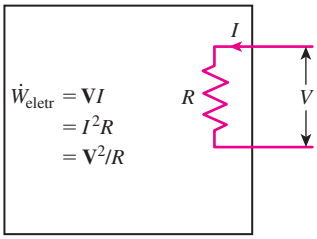


FIGURA 2–26 Potência elétrica em termos da resistência R, corrente I e diferença de potencial $\mathbf{V}$.

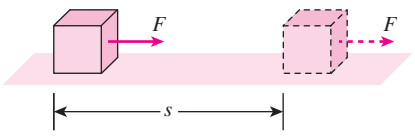


FIGURA 2–27 O trabalho realizado é proporcional à força aplicada (F) e à distância percorrida (s).

2–5 FORMAS MECÂNICAS DE TRABALHO

Existem várias maneiras diferentes de realizar trabalho, cada uma delas de alguma maneira relacionada a uma força agindo ao longo de uma distância (Fig. 2–27). Na mecânica elementar, o trabalho realizado por uma força constante F sobre um corpo deslocado de uma distância s na direção da força é dado por

$$W = Fs \qquad (\text{kJ}) \tag{2–21}$$

Se a força F não é constante, o trabalho realizado é obtido pela adição (ou seja, integração) de quantidades diferenciais de trabalho,

$$W = \int_1^2 F\, ds \qquad (\text{kJ}) \tag{2–22}$$

Obviamente, é preciso saber como a força varia com o deslocamento para executar essa integração. As Eqs. 2–21 e 2–22 fornecem apenas a magnitude do trabalho. O sinal é determinado facilmente por considerações físicas. O trabalho realizado em um sistema por uma força externa que atua na direção do movimento é negativo, e o realizado por um sistema contra uma força externa que atua na direção oposta ao movimento é positivo.

Existem dois requisitos para que uma interação de trabalho exista entre um sistema e sua vizinhança: (1) deve haver uma *força* atuando sobre a fronteira e (2) a fronteira deve ser *móvel*. Portanto, a presença de forças na fronteira sem que nenhum deslocamento seu seja observado não constitui interação de trabalho. Da mesma forma, o deslocamento da fronteira sem nenhuma força para se opor ou favorecer esse movimento (tal como a expansão de um gás em um espaço evacuado) não é uma interação de trabalho, uma vez que nenhuma energia é transferida. Em muitos problemas de termodinâmica, o trabalho mecânico é a única forma de trabalho envolvida. Ele está associado ao movimento da fronteira de um sistema ou ao movimento do sistema como um todo (Fig. 2–28). Algumas formas comuns de trabalho mecânico são discutidas a seguir.

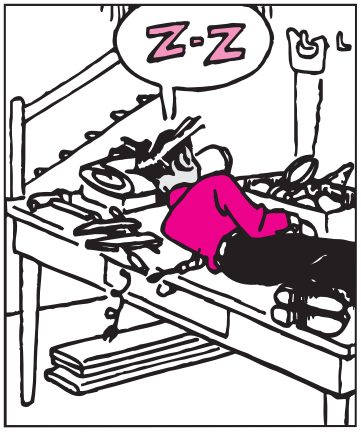


FIGURA 2–28 Se não há movimento, não há trabalho realizado.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

Trabalho de eixo

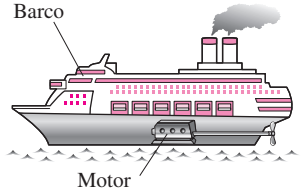


FIGURA 2–29 A transmissão de energia através de eixos rotativos é comumente encontrada na prática.

Transmissão de energia por meio da rotação de um eixo é uma prática muito comum na engenharia (Fig. 2–29). Frequentemente, o torque T aplicado ao eixo é constante, o que significa que a força F aplicada também é constante. Para um torque constante, o trabalho realizado durante n rotações é determinado da seguinte maneira: uma força F que atua através de um braço r gera um torque T (Fig. 2–30), dado por

$$\text{T} = Fr \quad \rightarrow \quad F = \frac{\text{T}}{r} \tag{2–23}$$

Essa força atua ao longo de uma distância s, relacionada ao raio r por

$$s = (2\pi r)n \tag{2–24}$$

Dessa forma, o trabalho do eixo é determinado por

$$W_{\text{eixo}} = Fs = \left(\frac{\text{T}}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi n\text{T} \qquad (\text{kJ}) \tag{2–25}$$

A potência transmitida através do eixo é o trabalho de eixo realizado por unidade de tempo, sendo expresso por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = 2\pi \dot{n}\text{T} \qquad (\text{kW}) \tag{2–26}$$

onde $\dot{n}$ é o número de rotações por unidade de tempo.

EXEMPLO 2–7 Transmissão de potência pelo eixo de um automóvel

Determine a potência transmitida pelo eixo de um automóvel quando o torque aplicado for de 200 N·m e o eixo girar a uma taxa de 4.000 rotações por minuto (rpm).

SOLUÇÃO O torque e o rpm de um motor de automóvel são dados. A potência transmitida deve ser determinada.

Análise Uma representação esquemática do automóvel é mostrada na Fig. 2–31. A potência de eixo é dada por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = 2\pi \dot{n} T = (2\pi)\left(4.000\,\frac{1}{\text{min}}\right)(200\ \text{N·m})\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1.000\ \text{N·m}}\right)$$

$$= \mathbf{83{,}8\ kW} \qquad (\text{ou } 112\ \text{hp})$$

Discussão Observe que a potência transmitida por um eixo é proporcional ao torque e à velocidade angular.

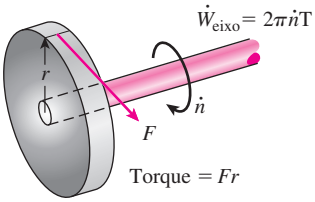


FIGURA 2–30 O trabalho de eixo é proporcional ao torque aplicado e ao número de rotações do eixo.

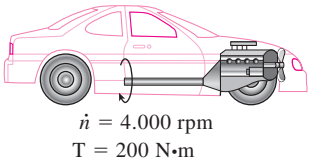


FIGURA 2–31 Esquema para o Exemplo 2–7.

Trabalho contra uma mola

Sabemos que quando uma força é aplicada a uma mola, o comprimento da mola muda (Fig. 2–32). Quando esse comprimento varia de um diferencial dx sob a influência da força F, o trabalho realizado é

$$\delta W_{\text{mola}} = F\,dx \qquad \textbf{(2–27)}$$

Para determinar o trabalho total contra a mola, precisamos conhecer a relação funcional existente entre F e x. Para molas elásticas lineares, o deslocamento x é proporcional à força aplicada (Fig. 2–33). Ou seja,

$$F = kx \qquad (\text{kN}) \qquad \textbf{(2–28)}$$

onde k é a constante da mola e tem unidade de kN/m. O deslocamento x é medido com base na posição de repouso da mola (ou seja, $x = 0$ quando $F = 0$). Substituindo a Eq. 2–28 na Eq. 2–27 e integrando, temos

$$W_{\text{mola}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(2–29)}$$

onde x_1 e x_2 são os deslocamentos inicial e final da mola, respectivamente, medidos com base na posição de repouso da mola. Existem muitas outras formas de trabalho mecânico. A seguir, apresentamos rapidamente algumas delas.

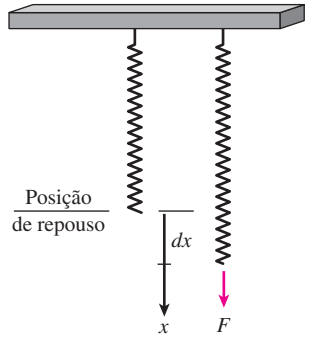


FIGURA 2–32 Alongamento de uma mola sob a influência de uma força.

Trabalho realizado sobre barras sólidas elásticas

Sólidos são modelados, frequentemente, como molas lineares, porque sob a ação de uma força eles se contraem ou se alongam, como mostra a Fig. 2–34. Quando a força é retirada, eles retornam a seus comprimentos originais, como uma mola. Isso é válido enquanto a força estiver na faixa elástica, ou seja, não for suficientemente grande para causar deformações permanentes (plásticas). Assim, as equações para uma mola linear também podem ser usadas para barras sólidas elásticas. Como alternativa, podemos determinar o trabalho associado à expansão ou à contração de uma barra sólida elástica, substituindo a pressão

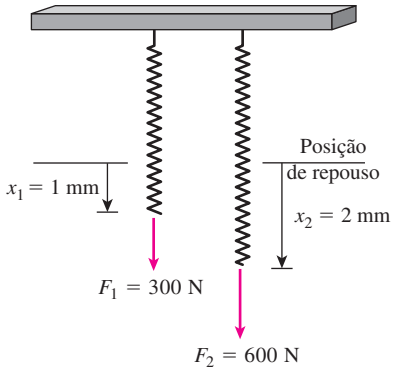


FIGURA 2–33 O deslocamento de uma mola linear dobra quando a força é dobrada.

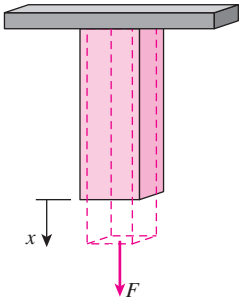


FIGURA 2–34 As barras sólidas se comportam como molas sob ação de uma força.

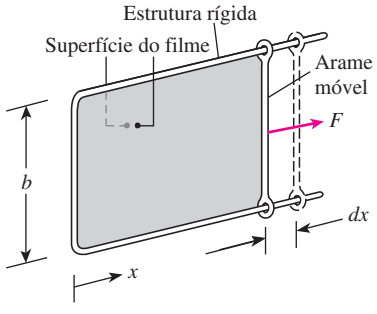


FIGURA 2–35 Esticando um filme de líquido com um arame móvel.

P pela sua equivalente nos sólidos, a *tensão normal* $\sigma_n = F/A$, na expressão do trabalho:

$$W_{\text{elástico}} = \int_1^2 F\,dx = \int_1^2 \sigma_n A\,dx \qquad \text{(kJ)} \tag{2–30}$$

onde A é a seção transversal da barra. Observe que a tensão normal tem unidades de pressão.

Trabalho associado ao alongamento de um filme de líquido

Considere um filme de líquido tal como um filme de sabão mantido em uma estrutura rígida de arame (Fig. 2–35). Sabemos que uma força é necessária para esticar esse filme na parte móvel da estrutura. Essa força é usada para superar as forças microscópicas entre moléculas das interfaces líquido-ar. Essas forças microscópicas são perpendiculares a qualquer linha na superfície, e a força por unidade de comprimento gerada por essas forças é chamada de **tensão superficial** σ_s, cuja unidade é N/m. Assim, o trabalho associado ao alongamento de um filme também é chamado de *trabalho de tensão superficial*, sendo determinado por

$$W_{\text{superfície}} = \int_1^2 \sigma_s\,dA \qquad \text{(kJ)} \tag{2–31}$$

onde $dA = 2b\,dx$ é a variação da área de superfície do filme. O fator 2 se deve ao fato de que o filme tem duas superfícies em contato com o ar. A força que atua sobre o fio móvel como resultado dos efeitos da tensão superficial é $F = 2b\sigma_s$, onde σ_s é a força de tensão superficial por unidade de comprimento.

Trabalho realizado para elevar ou acelerar um corpo

Quando um corpo é erguido em um campo gravitacional, sua energia potencial aumenta. Da mesma forma, quando um corpo é acelerado, sua energia cinética aumenta. O princípio de conservação da energia exige que uma quantidade equivalente de energia seja transferida para o corpo que é erguido ou acelerado. Lembre-se de que a energia pode ser transferida para determinada massa por calor e trabalho, e que a energia transferida nesse caso obviamente não é o calor, uma vez que ela não é provocada por uma diferença de temperatura e, portanto, deve ser trabalho. Assim, concluímos que (1) o trabalho necessário para erguer um corpo é igual à variação da energia potencial do corpo e (2) o trabalho necessário para acelerar um corpo é igual à variação da energia cinética do corpo (Fig. 2–36). Da mesma forma, a energia potencial ou cinética de um corpo representa o trabalho que pode ser obtido do corpo à medida que é abaixado até o nível de referência ou desacelerado até a velocidade zero.

Essa discussão, juntamente com as considerações sobre atrito e outras formas de perdas, são a base para o dimensionamento de motores utilizados para mover dispositivos como elevadores, escadas rolantes, esteiras e teleféricos de esqui. Ela também tem um papel importante no projeto dos motores automotivos e de aviões, e na determinação da quantidade de energia hidrelétrica que pode ser produzida por determinado reservatório d'água, que simplesmente é a energia potencial da água com relação à localização da turbina hidráulica.

EXEMPLO 2–8 Potência necessária para um automóvel subir um aclive

Considere um automóvel pesando 1.200 kg, trafegando à velocidade constante de 90 km/h em uma estrada plana. O automóvel então começa a subir uma ladeira com 30° de inclinação em relação à horizontal (Fig. 2–37). Para que a velocidade do automóvel permaneça constante durante a subida, determine a potência adicional que deve ser fornecida pelo motor.

SOLUÇÃO Um automóvel deve subir uma ladeira e manter uma velocidade constante. A potência adicional necessária deve ser determinada.

Análise A potência adicional necessária é simplesmente o trabalho que precisa ser realizado por unidade de tempo para elevar a altura do automóvel, que é igual à variação da energia potencial do automóvel por unidade de tempo:

$$\dot{W}_g = mg\ \Delta z/\Delta t = mgV_{\text{vertical}}$$

$$= (1.200\ \text{kg})(9{,}81\ \text{m/s}^2)(90\ \text{km/h})(\text{sen}\ 30°)\left(\frac{1\ \text{m/s}}{3{,}6\ \text{km/h}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 147\ \text{kJ/s} = \mathbf{147\ kW} \qquad (\text{ou } 197\ \text{hp})$$

Discussão Observe que o motor terá de produzir quase 200 hp de potência adicional enquanto sobe a ladeira, para que o automóvel mantenha sua velocidade.

FIGURA 2–36 A energia transferida para um corpo durante a elevação é igual à variação da sua energia potencial.

EXEMPLO 2–9 Potência necessária para acelerar um automóvel

Determine a potência necessária para acelerar um automóvel de 900 kg (mostrado na Fig. 2–38), indo de uma velocidade inicial de 0 km/h até 80 km/h em 20 s, em uma estrada plana.

SOLUÇÃO A potência necessária para acelerar um automóvel até uma velocidade especificada deve ser determinada.

Análise O trabalho necessário para acelerar um corpo é simplesmente a variação da energia cinética do corpo,

$$W_a = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \tfrac{1}{2}(900\ \text{kg})\left[\left(\frac{80.000\ \text{m}}{3.600\ \text{s}}\right)^2 - 0^2\right]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 222\ \text{kJ}$$

A potência média é determinada por

$$\dot{W}_a = \frac{W_a}{\Delta t} = \frac{222\ \text{kJ}}{20\ \text{s}} = \mathbf{11{,}1\ kW} \qquad (\text{ou } 14{,}9\ \text{hp})$$

Discussão A essa potência deve-se acrescentar aquela necessária para superar o atrito, a resistência à rolagem e outras imperfeições.

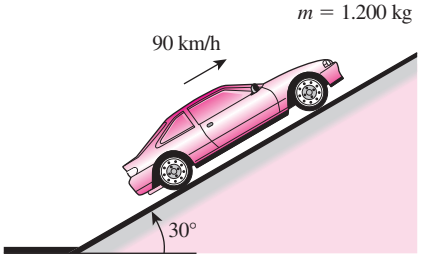


FIGURA 2–37 Esquema para o Exemplo 2–8.

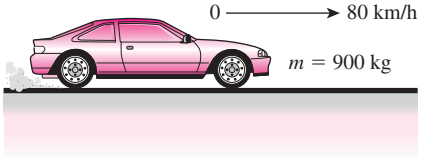


FIGURA 2–38 Esquema para o Exemplo 2–9.

Formas não mecânicas de trabalho

O que foi apresentado na Seção 2–5 representa uma abordagem relativamente abrangente das formas mecânicas de trabalho, com exceção do *trabalho de fronteira móvel* que será abordado no Cap. 4. Mas alguns modos de trabalho

encontrados na prática não têm natureza mecânica. Entretanto, esses modos de trabalho não mecânicos podem ser tratados de forma semelhante, identificando uma *força generalizada F* que atua na direção de um *deslocamento generalizado x*. Assim, o trabalho associado ao deslocamento diferencial sob a influência dessa força é determinado por $\delta W = F dx$.

Alguns exemplos de formas não mecânicas de trabalho incluem o **trabalho elétrico**, no qual a força generalizada é a *voltagem* (o potencial elétrico) e o deslocamento generalizado é a *carga elétrica*, como já foi discutido anteriormente; o **trabalho magnético**, no qual a força generalizada é a *intensidade do campo magnético* e o deslocamento generalizado é o *momento magnético coulombiano*, e também o **trabalho de polarização elétrica**, no qual a força generalizada é a *intensidade do campo elétrico* e o deslocamento generalizado é a *polarização do meio* (a soma dos momentos de rotação elétricos das moléculas). Uma análise detalhada desses e de outros modos de trabalho não mecânico pode ser encontrada em livros especializados.

2–6 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Até agora, consideramos as diversas formas de energia, como calor Q, trabalho W e energia total E, de maneira individual, não tentando relacioná-las entre si durante um processo. A *primeira lei da termodinâmica,* também conhecida como princípio de conservação da energia, oferece uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e interações de energia. Com base em observações experimentais, a primeira lei da termodinâmica enuncia que *energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma.* Cada parcela de energia deve ser contabilizada durante um processo.

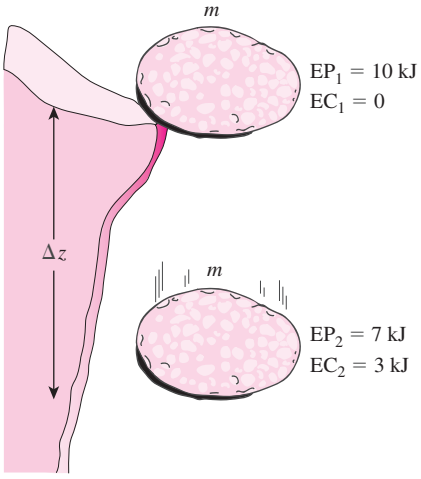


FIGURA 2–39 A energia não pode ser criada nem destruída; ela pode apenas mudar de forma.

Todos sabemos que uma pedra em uma certa altura possui energia potencial, sendo parte dessa energia potencial convertida em energia cinética à medida que a pedra cai (Fig. 2–39). Dados experimentais mostram que a diminuição da energia potencial ($mg\,\Delta z$) é exatamente igual ao aumento da energia cinética $[m(V_2^2 - V_1^2)/2]$ quando a resistência do ar é desprezível, confirmando assim o princípio de conservação da energia – neste caso, a mecânica.

Considere um sistema passando por uma série de processos *adiabáticos* de um estado especificado 1 para outro estado especificado 2. Por serem adiabáticos, esses processos obviamente não podem envolver qualquer transferência de calor, mas podem envolver diversos tipos de interações de trabalho. Medições cuidadosas durante esses experimentos indicam o seguinte: *para todos os processos adiabáticos entre dois estados especificados de um sistema fechado, o trabalho líquido realizado é o mesmo independentemente da natureza do sistema fechado e dos detalhes do processo.* Considerando as infinitas maneiras pelas quais é possível realizar trabalho sob condições adiabáticas, essa afirmação parece ser bastante poderosa, com potencial para implicações de maior alcance. Ela, que se baseia em grande parte nos experimentos de Joule na primeira metade do século XIX, não pode ser obtida por meio de nenhum outro princípio físico conhecido e é reconhecida como um princípio fundamental. Esse princípio é chamado de **primeira lei da termodinâmica** ou apenas **primeira lei**.

Uma das principais consequências da primeira lei é a existência e definição da propriedade *energia total E*. Considerando o trabalho líquido como o mesmo em todos os processos adiabáticos de um sistema fechado entre dois estados especificados, o valor do trabalho líquido deve depender apenas dos estados inicial e final do sistema e, portanto, deve corresponder à variação de uma propriedade

do sistema. Essa propriedade é a *energia total*. Observe que a primeira lei não faz referência ao valor da energia total de um sistema fechado em um estado. Ela simplesmente declara que a *variação* da energia total durante um processo adiabático deve ser igual ao trabalho líquido realizado. Assim, qualquer valor arbitrário conveniente pode ser atribuído à energia total em um estado especificado para servir como ponto de referência.

A conservação da energia está implícita no enunciado da primeira lei. Embora a essência da primeira lei seja a existência da propriedade *energia total*, a primeira lei quase sempre é vista como uma declaração do princípio de *conservação da energia.* A seguir, desenvolvemos a primeira lei ou a equação de conservação da energia com a ajuda de alguns exemplos conhecidos e argumentos intuitivos.

Em primeiro lugar, consideramos alguns processos que envolvem transferência de calor, mas não interações de trabalho. A batata assada em um forno é um bom exemplo para este caso (Fig. 2–40). Como resultado da transferência de calor para a batata, sua energia aumentará. Desprezando qualquer transferência de massa (perda de umidade da batata), o aumento da energia total da batata torna-se igual à quantidade de calor transferido. Ou seja, se 5 kJ de calor forem transferidos para a batata, o aumento de energia da batata também será de 5 kJ.

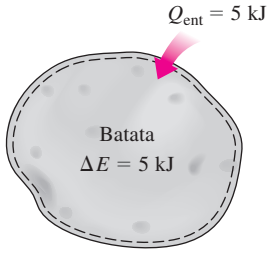


FIGURA 2–40 O aumento da energia de uma batata em um forno é igual à quantidade de calor transferido para ela.

Em outro exemplo, considere o aquecimento da água em uma panela sobre um fogão (Fig. 2–41). Se forem transferidos 15 kJ de calor para a água pelo queimador, e se 3 kJ se perderem da água para o ar ambiente, o aumento da energia da água será igual ao calor líquido transferido para a água, que é de 12 kJ.

Consideremos agora como nosso sistema uma sala bem isolada (ou seja, adiabático) aquecida por um aquecedor elétrico (Fig. 2–42). Como resultado do trabalho elétrico realizado, a energia do sistema aumentará. Como o sistema é adiabático, não podendo haver nenhuma transferência de calor de ou para a vizinhança ($Q = 0$), o princípio de conservação da energia diz que o trabalho elétrico realizado sobre o sistema deve ser igual ao aumento da energia do sistema.

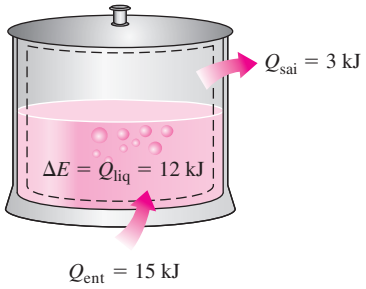


FIGURA 2–41 Na ausência de interações por trabalho, a variação da energia de um sistema é igual ao calor líquido transferido.

Em seguida, vamos substituir o aquecedor elétrico por uma hélice (Fig. 2–43). Como resultado do processo de agitação, a energia do sistema aumentará. Novamente, como não há interação de calor entre o sistema e sua vizinhança ($Q = 0$), o trabalho de eixo realizado sobre o sistema deve se manifestar como um aumento da energia do sistema.

Muitos de vocês, provavelmente, devem ter percebido que a temperatura do ar se eleva quando ele é comprimido (Fig. 2–44). Isso acontece porque energia é transferida para o ar na forma de trabalho de fronteira. Na ausência de transferência de calor ($Q = 0$), todo o trabalho de fronteira será armazenado no ar como parte de sua energia total. O princípio de conservação da energia exige que o aumento da energia do sistema seja igual ao trabalho de fronteira realizado sobre o sistema.

Podemos estender essas discussões a sistemas que envolvem diversas interações simultâneas de calor e trabalho. Por exemplo, se um sistema ganhar 12 kJ de calor durante um processo, enquanto 6 kJ de trabalho é realizado sobre ele, o aumento da energia do sistema durante esse processo é de 18 kJ (Fig. 2–45). Ou seja, a variação da energia de um sistema durante um processo é simplesmente igual à transferência de energia líquida para o (ou do) sistema.

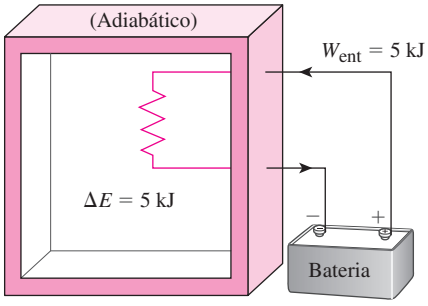


FIGURA 2–42 O trabalho (elétrico) realizado em um sistema adiabático é igual ao aumento da energia do sistema.

Balanço de energia

De acordo com as discussões anteriores, o princípio de conservação da energia pode ser expresso da seguinte maneira: *A variação líquida (aumento ou diminuição) da energia total do sistema durante um processo é igual à diferença entre a*

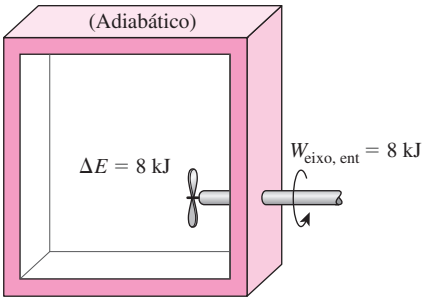


FIGURA 2–43 O trabalho (de eixo) realizado em um sistema adiabático é igual ao aumento da energia do sistema.

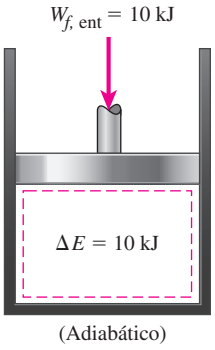


FIGURA 2–44 O trabalho (de fronteira) realizado em um sistema adiabático é igual ao aumento da energia do sistema.

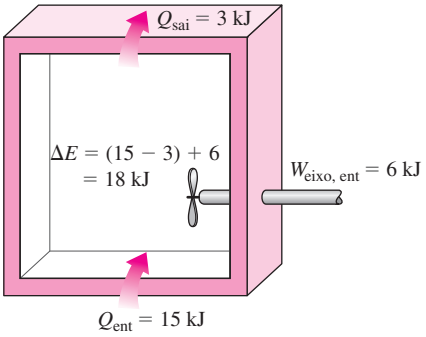


FIGURA 2–45 A variação de energia de um sistema durante um processo é igual ao trabalho *líquido* e o calor transferido entre o sistema e sua vizinhança.

energia total que entra e a energia total que sai do sistema durante esse processo. Ou seja, ou

$$\begin{pmatrix}\text{Energia total}\\ \text{entrando no sistema}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Energia total}\\ \text{saindo do sistema}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Variação de}\\ \text{energia do sistema}\end{pmatrix}$$

ou

$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Essa relação é chamada de **balanço de energia** e se aplica a todo tipo de sistema passando por qualquer tipo de processo. O uso adequado dessa relação para resolver problemas de engenharia depende da compreensão das diversas formas de energia e do reconhecimento das formas de transferência de energia.

Variação da energia de um sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$

A determinação da variação da energia de um sistema durante um processo compreende a avaliação da energia do sistema no início e no final do processo, e o cálculo da diferença entre elas. Ou seja,

$$\text{Variação da energia} = \text{Energia no estado final} - \text{Energia no estado inicial}$$

ou

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = E_2 - E_1 \qquad \textbf{(2–32)}$$

Observe que a energia é uma propriedade, e que o valor de uma propriedade não varia, a menos que o estado do sistema mude. Assim, a variação da energia de um sistema é zero se o estado do sistema não mudar durante o processo. Da mesma maneira, a energia pode existir em inúmeras formas como interna (sensível, latente, química e nuclear), cinética, potencial, elétrica e magnética, e sua soma constitui a *energia total E* de um sistema. Na ausência de efeitos de natureza elétrica, magnética e de tensão superficial (por exemplo, nos sistemas compressíveis simples), a variação da energia total de um sistema durante um processo é a soma das variações de suas energias interna, cinética e potencial, e pode ser expressa como

$$\Delta E = \Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP} \qquad \textbf{(2–33)}$$

onde

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta\text{EC} = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta\text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Quando os estados inicial e final são conhecidos, os valores das energias internas específicas u_1 e u_2 podem ser determinados diretamente por meio de tabelas de propriedades ou de relações entre propriedades termodinâmicas.

A maioria dos sistemas encontrados na prática são estacionários, ou seja, eles não sofrem qualquer variação de velocidade ou de altura durante um processo

(Fig. 2–46). Portanto, nos **sistemas estacionários**, as variações das energias cinética e potencial são nulas (ou seja, $\Delta EC = \Delta EP = 0$) e a equação para a variação da energia total Eq. 2–33 se reduz a $\Delta E = \Delta U$ para tais sistemas.

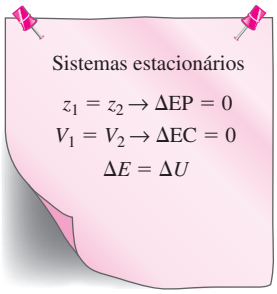


FIGURA 2–46 Para sistemas estacionários, $\Delta EC = \Delta EP = 0$; então $\Delta E = \Delta U$.

Mecanismos de transferência de energia, E_{ent} e E_{sai}

A energia pode ser transferida para ou de um sistema sob três formas: *calor, trabalho* e *fluxo de massa.* As interações de energia são identificadas quando atravessam a fronteira de um sistema e representam a energia ganha ou perdida por um sistema durante um processo. As duas únicas formas de interações de energia associadas a uma massa fixa ou aos sistemas fechados são a *transferência de calor* e a *realização de trabalho*.

1. **Transferência de calor, Q** A transferência de calor para um sistema (ganho de calor) aumenta a energia das moléculas e, consequentemente, a energia interna do sistema, e a transferência de calor de um sistema (perda de calor) a diminui, pois a energia transferida para fora sob a forma de calor vem da energia das moléculas do sistema.
2. **Realização de trabalho, W** Uma interação de energia que não é causada por uma diferença de temperatura entre um sistema e sua vizinhança é trabalho. Um pistão subindo, um eixo girando e um fio elétrico atravessando a fronteira do sistema estão associados a interações de trabalho. A realização de trabalho sobre um sistema aumenta a energia do sistema, e a realização de trabalho por um sistema diminui a energia do sistema, uma vez que a energia transferida para fora sob a forma de trabalho vem da energia contida no sistema. Os motores dos automóveis e as turbinas hidráulicas, a vapor ou a gás produzem trabalho enquanto os compressores, as bombas e os misturadores consomem trabalho.
3. **Fluxo de massa, m** O fluxo de massa para dentro e para fora do sistema se constitui em um mecanismo adicional de transferência de energia. A energia do sistema aumenta quando há entrada de massa, porque massa carrega energia (na verdade, massa é energia). Da mesma forma, quando alguma massa sai do sistema, a energia nele contida diminui, porque a massa que sai leva com ela alguma energia. Por exemplo, quando uma certa quantidade de água quente é retirada de um aquecedor de água e é substituída pela mesma quantidade de água fria, a quantidade de energia do tanque de água quente (o volume de controle) diminui como resultado dessa interação de massa (Fig. 2–47).

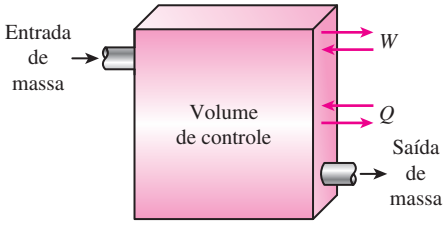


FIGURA 2–47 A quantidade de energia de um volume de controle pode ser modificada por um fluxo de massa, e também por meio de interações de calor e de trabalho.

Observando que a energia pode ser transferida sob a forma de calor, trabalho e fluxo de massa, e que a transferência líquida de uma quantidade é igual à diferença entre as quantidades transferidas na entrada e na saída, o balanço da energia pode ser escrito mais explicitamente como

$$E_{ent} - E_{sai} = (Q_{ent} - Q_{sai}) + (W_{ent} - W_{sai}) + (E_{massa,\,ent} - E_{massa,\,sai}) = \Delta E_{sistema} \quad \textbf{(2–34)}$$

onde os subíndices "ent" e "sai" indicam as quantidades que entram e saem do sistema, respectivamente. Todos os seis termos do lado direito da equação representam "quantidades" e, portanto, quantidades *positivas*. A direção de qualquer transferência de energia é descrita pelos subscritos "ent" e "sai".

O calor transferido Q é zero para os sistemas adiabáticos, o trabalho realizado W é zero para os sistemas que não envolvem interações de trabalho, e a energia transportada com a massa E_{massa} é zero nos sistemas em que não há escoamento através de suas fronteiras (ou seja, os sistemas fechados).

O balanço de energia para qualquer sistema passando por qualquer tipo de processo pode ser expresso de uma forma mais compacta como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(2–35)}$$

ou na **forma de taxa**, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} \quad \text{(kW)} \qquad \textbf{(2–36)}$$

Para taxas constantes, as quantidades totais durante um intervalo de tempo Δt estão relacionadas às quantidades por unidade de tempo como

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\,\Delta t, \quad \text{e} \quad \Delta E = (dE/dt)\,\Delta t \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(2–37)}$$

O balanço de energia pode ser expresso **por unidade de massa** como

$$e_{\text{ent}} - e_{\text{sai}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(2–38)}$$

que é obtido dividindo todas as quantidades da Eq. 2–35 pela massa m do sistema.

O balanço de energia também pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sai}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{ou} \quad \delta e_{\text{ent}} - \delta e_{\text{sai}} = de_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(2–39)}$$

Para um sistema fechado executando um **ciclo**, os estados inicial e final são idênticos e, portanto, $\Delta E_{sistema} = E_2 - E_1 = 0$. Assim, o balanço de energia em um ciclo pode ser simplificado como $E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = 0$ ou $E_{\text{ent}} = E_{\text{sai}}$. Observando que um sistema fechado não envolve nenhum fluxo de massa através de suas fronteiras, o balanço de energia de um ciclo pode ser expresso em termos de interações de calor e trabalho como

$$W_{\text{liq, sai}} = Q_{\text{liq, ent}} \quad \text{ou} \quad \dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{Q}_{\text{liq, ent}} \quad \text{(para um ciclo)} \qquad \textbf{(2–40)}$$

Ou seja, o trabalho líquido que sai durante um ciclo é igual ao calor líquido que entra (Fig. 2–48).

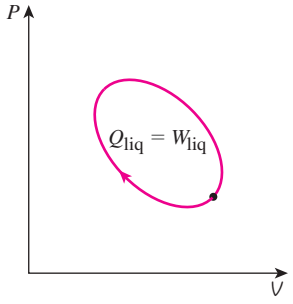


FIGURA 2–48 Para um ciclo, $\Delta E = 0$, então $Q = W$.

EXEMPLO 2–10 Resfriando um fluido quente em um tanque

Um tanque rígido contém um fluido quente que é resfriado enquanto é agitado por uma hélice. Inicialmente, a energia interna do fluido é de 800 kJ. Durante o processo de resfriamento, o fluido perde 500 kJ de calor, e a hélice realiza 100 kJ de trabalho no fluido. Determine a energia interna final do fluido. Despreze a energia armazenada na hélice.

SOLUÇÃO Um fluido em um tanque rígido perde calor enquanto é agitado. A energia interna final do fluido deve ser determinada.

Hipóteses **1** O tanque é estacionário e, portanto, as variações da energia cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Portanto, $\Delta E = \Delta U$, e a energia interna é a única forma de energia do sistema que pode variar durante esse processo. **2** A energia armazenada na hélice é desprezível.

Análise Seja o conteúdo do tanque o sistema (Fig. 2–49). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira durante o processo. Observamos que o volume de um tanque rígido é constante e, portanto, não existe trabalho

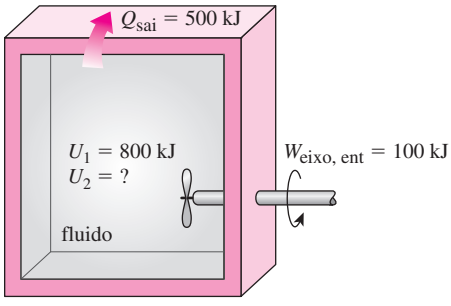


FIGURA 2–49 Esquema para o Exemplo 2–10.

de fronteira móvel. Da mesma forma, o sistema perde calor, e trabalho de eixo é realizado nesse sistema. A aplicação do balanço de energia sobre o sistema resulta em

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{\text{eixo, ent}} - Q_{\text{sai}} = \Delta U = U_2 - U_1$$

$$100\ \text{kJ} - 500\ \text{kJ} = U_2 - 800\ \text{kJ}$$

$$U_2 = \mathbf{400\ kJ}$$

Portanto, a energia interna final do sistema é de 400 kJ.

EXEMPLO 2–11 Aceleração do ar por meio de um ventilador

Um ventilador que consome 20 W de potência elétrica quando em operação, descarrega ar de uma sala ventilada a uma taxa de 1,0 kg/s e a uma velocidade de 8 m/s (Fig. 2–50). Determine se essa afirmação é razoável.

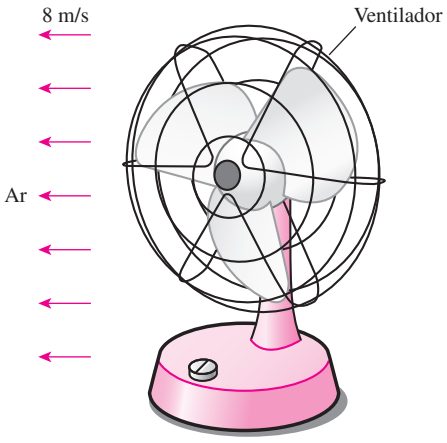


FIGURA 2–50 Esquema para o Exemplo 2–11.

SOLUÇÃO Diz-se que um ventilador aumenta a velocidade do ar de um dado valor, à medida que consome energia elétrica a determinada taxa. A validade dessa afirmação deve ser investigada.

Hipótese A sala ventilada é relativamente calma e a velocidade do ar dentro dela é desprezível.

Análise Em primeiro lugar, examinemos as conversões de energia envolvidas. O motor do ventilador converte parte da potência elétrica que ele consome em potência mecânica (de eixo), usada para girar as pás do ventilador no ar. As pás têm um formato que lhes permitem transmitir uma grande parte da potência mecânica do eixo para o ar, por meio de sua movimentação. No caso-limite ideal em que não há perdas (nenhuma conversão de energia elétrica e mecânica em energia térmica) e a operação é em regime permanente, a potência elétrica fornecida será igual à taxa com a qual aumenta a energia cinética do ar. Assim, para um volume de controle que inclui a unidade motor-ventilador, o balanço de energia pode ser escrito como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(reg. permanente)}}}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$

$$\dot{W}_{\text{eletr, ent}} = \dot{m}_{\text{ar}}\ \text{ke}_{\text{sai}} = \dot{m}_{\text{ar}}\ \frac{V_{\text{sai}}^2}{2}$$

Resolvendo V_{sai} e fazendo a substituição, temos a velocidade máxima de saída do ar

$$V_{\text{sai}} = \sqrt{\frac{2\dot{W}_{\text{eletr, ent}}}{\dot{m}_{\text{ar}}}} = \sqrt{\frac{2(20\ \text{J/s})}{1{,}0\ \text{kg/s}}\left(\frac{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{J/kg}}\right)} = 6{,}3\ \text{m/s}$$

menor que 8 m/s. Portanto, a alegação é falsa.

Discussão O princípio de conservação da energia exige que ela seja preservada durante sua conversão de uma forma para outra, e não permite que nenhuma energia seja criada ou destruída durante um processo. Sob o ponto de vista da primeira lei, não há nada de errado na conversão de toda a energia elétrica em energia cinética. Portanto, a primeira lei não faz objeção ao fato de a velocidade do ar atingir 6,3 m/s – mas esse é o limite máximo. Qualquer afirmação sobre a existência de uma velocidade mais alta viola a primeira lei e é, portanto, impossível. Na verdade, a velocidade do ar será consideravelmente menor que 6,3 m/s devido às perdas associadas à conversão da potência elétrica em potência mecânica de eixo, e à conversão da potência mecânica de eixo em energia cinética do ar.

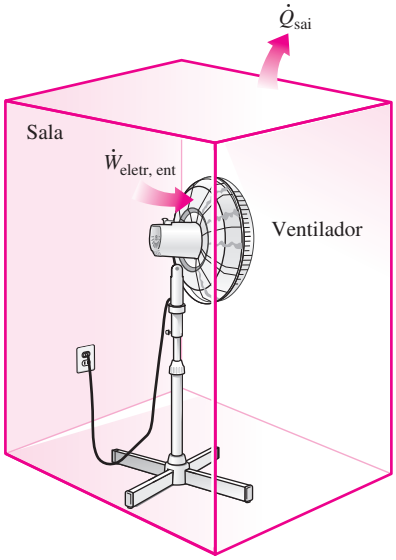


FIGURA 2–51 Esquema para o Exemplo 2–12.

EXEMPLO 2–12 Efeito de aquecimento de um ventilador

Uma sala encontra-se inicialmente à temperatura de 25 °C, que é a mesma do ambiente externo. Um grande ventilador, que consome 200 W de eletricidade quando em funcionamento, é então ligado no interior da sala (Fig. 2–51). A taxa de transferência de calor entre a sala e o ar externo é dada por $\dot{Q} = UA(T_i - T_0)$ onde $U = 6\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C}$ é o coeficiente global de transferência de calor, $A = 30\ \text{m}^2$ é a área das superfícies da sala e T_i e T_o são as temperaturas do ar interno e externo, respectivamente. Determine a temperatura do ar interno quando são estabelecidas condições de operação em regime permanente.

SOLUÇÃO Um grande ventilador é ligado e mantido em operação em uma sala que perde calor para o exterior. A temperatura do ar interno deve ser determinada quando a operação em regime permanente for atingida.

Hipóteses **1** A transferência de calor através do piso é desprezível. **2** Não existem outras interações de energia.

Análise A eletricidade consumida pelo ventilador é a energia fornecida para a sala e, portanto, a sala recebe energia a uma taxa de 200 W. Como resultado, a temperatura do ar da sala tende a subir. À medida que a temperatura do ar se eleva, a taxa com a qual o calor é rejeitado da sala aumenta, até um ponto em que se iguala ao consumo de potência elétrica. Nesse ponto, a temperatura do ar da sala e, portanto, o conteúdo de energia dela permanecem constantes, e a conservação da energia da sala se reduz a

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt \nearrow^{0\ \text{(reg. permanente)}}}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{W}_{eletr,\ ent} = \dot{Q}_{sai} = UA(T_i - T_o)$$

Substituindo,

$$200\ \text{W} = (6\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C})(30\ \text{m}^2)(T_i - 25\ \text{°C})$$

Temos

$$T_i = \mathbf{26{,}1\ °C}$$

Portanto, a temperatura do ar da sala permanecerá constante após atingir 26,1 °C.

Discussão Observe que um ventilador de 200 W aquece uma sala como um aquecedor elétrico de 200 W. No caso de um ventilador, o motor converte parte da energia elétrica em energia mecânica por meio de um eixo giratório, enquanto o restante é dissipado sob a forma de calor para o ar ambiente devido à ineficiência do motor elétrico (nenhum motor converte 100% da energia elétrica em energia mecânica, embora alguns motores de grande porte cheguem próximos a isso, convertendo acima de 97%). Parte da energia mecânica do eixo é convertida em energia cinética do ar por meio das pás. Esta, em seguida, é convertida em energia térmica à medida que as moléculas do ar ficam mais lentas devido ao atrito. Ao final, toda a energia elétrica consumida pelo motor do ventilador é convertida em energia térmica do ar, a qual se manifesta como um aumento da temperatura.

FIGURA 2–52 Iluminação de uma sala de aula com lâmpadas fluorescentes, como discutido no Exemplo 2–13.

© Vol. 24/ PhotoDisc/Getty RF.

EXEMPLO 2–13 Custo anual da iluminação de uma sala de aula

As necessidades de iluminação de uma sala de aula são supridas por 30 lâmpadas fluorescentes, cada uma consumindo 80 W de eletricidade (Fig. 2–52). As luzes da sala de aula ficam acesas 12 horas por dia, 250 dias por ano. Ao custo unitário de 7

centavos por kWh, determine o custo anual da energia necessária para iluminar essa sala de aula. Discuta também o efeito da iluminação sobre as necessidades de aquecimento e condicionamento de ar dessa sala.

SOLUÇÃO A iluminação de uma sala de aula com lâmpadas fluorescentes é considerada. O custo anual da eletricidade para iluminar essa sala de aula deve ser determinado, e o efeito da iluminação sobre as necessidades de aquecimento e condicionamento de ar deve ser discutido.

Hipótese O efeito das flutuações de tensão é desprezível, de modo que cada lâmpada fluorescente consome sua potência nominal.

Análise A potência elétrica consumida pelas lâmpadas quando todas estão acesas e o número de horas ao longo das quais elas são mantidas acesas por ano são

$$\begin{aligned}\text{Potência da iluminação} &= (\text{Potência consumida por lâmpada}) \times (\text{Nº de lâmpadas})\\ &= (80\ \text{W/lâmpada})(30\ \text{lâmpadas})\\ &= 2.400\ \text{W} = 2{,}4\ \text{kW}\end{aligned}$$

$$\text{Nº de horas em operação} = (12\text{h/dia})(250\ \text{dias/ano}) = 3.000\ \text{h/ano}$$

Assim, a quantidade de energia e o custo da eletricidade utilizada por ano são

$$\begin{aligned}\text{Energia de iluminação} &= (\text{Potência de iluminação}) \times (\text{Horas em operação})\\ &= (2{,}4\ \text{kW})(3.000\ \text{h/ano}) = 7.200\ \text{kWh/ano}\\ \text{Custo de iluminação} &= (\text{Energia de iluminação}) \times (\text{Custo unitário})\\ &= (7.200\ \text{kWh/ano})(\text{US\$ } 0{,}07/\text{kWh}) = \textbf{US\$ 504/ano}\end{aligned}$$

A luz é absorvida pelas superfícies que atinge e é convertida em energia térmica. Desprezando a luz que escapa pelas janelas, toda a potência elétrica de 2,4 kW consumida pelas lâmpadas eventualmente torna-se parte da energia térmica da sala de aula. Portanto, o sistema de iluminação dessa sala reduz as necessidades de aquecimento em 2,4 kW, mas aumenta a carga de condicionamento de ar em 2,4 kW.

Discussão Observe que o custo anual com a iluminação dessa sala de aula está acima de US$ 500. Isso mostra a importância das medidas de economia de energia. Se fossem usadas lâmpadas incandescentes em vez de lâmpadas fluorescentes, os custos com iluminação seriam quatro vezes maiores, uma vez que as lâmpadas incandescentes utilizam quatro vezes mais energia para produzir a mesma intensidade de luz.

EXEMPLO 2–14 Conservação da energia de uma esfera de aço oscilante

O movimento de uma esfera de aço na taça semiesférica de raio h mostrado na Fig. 2–53 deve ser analisado. Inicialmente, a esfera é mantida na posição mais alta (no ponto A) sendo, em seguida, liberada. Obtenha relações para o balanço de energia da esfera nos casos de movimento sem atrito e real (considerando o atrito).

SOLUÇÃO Uma esfera de aço é liberada em uma taça semiesférica. Balanços de energia devem ser obtidos.

Hipótese No movimento sem atrito, o atrito entre a esfera, a taça e o ar é desprezível.

Análise Quando liberada, a esfera é acelerada sob influência da gravidade, atinge velocidade máxima (e altura mínima) no ponto B da parte inferior da taça, e sobe até o ponto C no lado oposto. No caso ideal de movimento sem atrito, a esfera oscilará entre os pontos A e C. O movimento real envolve a conversão entre si das energias cinética e potencial da esfera, além da resistência ao movimento devida ao atrito

(*continua*)

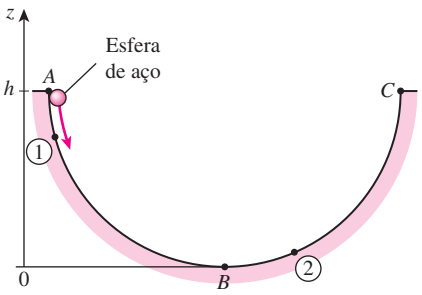


FIGURA 2–53 Esquema para o Exemplo 2–14.

FIGURA 2–54 A definição de eficiência não se limita apenas à termodinâmica.
BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

(continuação)

(realização de trabalho das forças de atrito). O balanço geral de energia para um sistema passando por um processo qualquer é

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Dessa forma, o balanço de energia para a esfera em um processo entre os pontos 1 e 2 é

$$-w_{\text{atrito}} = (\text{ke}_2 + \text{pe}_2) - (\text{ke}_1 + \text{pe}_1)$$

ou

$$\frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + w_{\text{atrito}}$$

uma vez que não há transferência de energia por meio de calor ou fluxo de massa, nem variação da energia interna da esfera (o calor gerado pelo aquecimento por atrito é dissipado para o ar ambiente). O termo de trabalho de atrito w_{atrito} é frequentemente expresso como e_{perda} para representar a perda (conversão) de energia mecânica em energia térmica.

Para o caso idealizado do movimento sem atrito, a última relação pode ser reduzida a

$$\frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad \text{ou} \quad \frac{V^2}{2} + gz = C = \text{constante}$$

onde o valor da constante é $C = gh$. Ou seja, *quando os efeitos de atrito são desprezíveis, a soma das energias cinética e potencial da esfera permanecem constantes*.

Discussão Esta é certamente uma forma mais intuitiva e conveniente para a equação de conservação da energia para este e outros processos semelhantes, como o movimento do pêndulo de um relógio de parede.

2–7 EFICIÊNCIAS DE CONVERSÃO DE ENERGIA

Eficiência é um dos termos mais utilizados na termodinâmica. Ela indica o grau de sucesso com o qual um processo de transferência ou conversão de energia é realizado. Eficiência também é um dos termos mais mal utilizados na termodinâmica e, por isso, uma fonte de mal-entendidos. Isso acontece porque o termo eficiência é quase sempre utilizado sem uma definição apropriada. A seguir, esclareceremos melhor este ponto, e definiremos algumas eficiências normalmente utilizadas na prática.

Em geral, o desempenho ou eficiência pode ser expresso por meio da relação entre o resultado desejado e o fornecimento necessário (Fig. 2–54)

$$\text{Eficiência} = \frac{\text{Resultado desejado}}{\text{Fornecimento necessário}} \qquad \textbf{(2–41)}$$

Se você estiver procurando um aquecedor de água, um vendedor experiente provavelmente lhe dirá que a eficiência de um aquecedor de água elétrico corresponde a cerca de 90% (Fig. 2–55). Você pode achar isso estranho, uma vez que os elementos de aquecimento de aquecedores elétricos são resistores e, como estes

Aquecedor de água

Tipo	Eficiência
Gás, convencional	55%
Gás, alta eficiência	62%
Elétrico, convencional	90%
Elétrico, alta eficiência	94%

FIGURA 2–55 Eficiências típicas de aquecedores elétricos e de gás natural convencionais e de alta eficiência.
© The McGraw-Hill Companies, Inc/Jill Braaten, fotógrafo.

convertem toda a energia elétrica que consomem em energia térmica, a eficiência de todos os aquecedores elétricos deveria ser de 100%. O experiente vendedor esclarecerá isso explicando que as perdas de calor do tanque de água quente para o ar ambiente representam 10% da energia elétrica consumida, e a que **eficiência de um aquecedor de água** é definida como a razão entre a *energia fornecida à casa pela água quente* e a *energia fornecida ao aquecedor de água*. Já um vendedor astuto poderá tentar convencê-lo a comprar um aquecedor de água mais caro, com um isolamento melhor e com uma eficiência de 94%. Se você for um consumidor informado e tiver acesso ao gás natural, provavelmente comprará um aquecedor de água a gás, cuja eficiência é de apenas 55%, mas cujo custo de energia anual é muito menor que o de um aparelho elétrico, considerando os gastos de compra e instalação praticamente os mesmos para os dois aquecedores.

Talvez você esteja se perguntando como é definida a eficiência de um aquecedor de água a gás, e por que ela é tão mais baixa do que a eficiência de um aquecedor elétrico. Como regra geral, a eficiência de um equipamento que envolve a queima de um combustível se baseia no **poder calorífico do combustível**, que é *a quantidade de calor liberada quando uma quantidade unitária de combustível à temperatura ambiente é completamente queimada e os produtos da combustão são resfriados até a temperatura ambiente* (Fig. 2–56). Dessa forma, o desempenho do equipamento de combustão pode ser caracterizado pela **eficiência da combustão**, definida como

$$\eta_{\text{combustão}} = \frac{Q}{\text{PC}} = \frac{\text{Quantidade de calor liberado durante a combustão}}{\text{Poder calorífico do combustível queimado}} \quad \textbf{(2–42)}$$

Uma eficiência de combustão de 100% indica que o combustível é completamente queimado e que os gases de combustão saem da câmara de combustão à temperatura ambiente e que, portanto, a quantidade de calor liberada durante o processo é igual ao poder calorífico do combustível.

A maioria dos combustíveis contém hidrogênio, que forma água quando queimado. Dependendo do estado (líquido ou gasoso) da água dos produtos de combustão, o poder calorífico de um combustível será diferente. O poder calorífico é denominado *poder calorífico inferior*, ou PCI, quando a água é liberada sob a forma de vapor, e de *poder calorífico superior,* ou PCS, quando a água dos gases de combustão é completamente condensada e, portanto, o calor da vaporização também é recuperado. A diferença entre esses dois valores de poder calorífico é igual ao produto entre a quantidade de água e a entalpia da vaporização da água à temperatura ambiente. Por exemplo, os valores inferior e superior da gasolina são 44.000 kJ/kg e 47.300 kJ/kg, respectivamente. Uma definição de eficiência deve deixar claro se a base é o poder calorífico superior ou inferior do combustível. Eficiências de automóveis e motores a jato normalmente têm como base *poderes caloríficos inferiores*, uma vez que normalmente a água sai como vapor nos gases de exaustão e não é prático tentar recuperar o calor de vaporização. A eficiência de fornos, por sua vez, têm como base *poderes caloríficos superiores*.

Em geral, a eficiência de sistemas de aquecimento de prédios residenciais e comerciais é expressa com base na **eficiência da utilização anual de combustível (EUAC)**, que leva em conta a eficiência da combustão, bem como perdas de calor para áreas não aquecidas, perdas de partida e parada dos sistemas. A EUAC da maioria dos novos sistemas de aquecimento é de cerca de 85%, embora para alguns sistemas de aquecimento antigos a EUAC esteja abaixo de 60%. A EUAC de alguns sistemas de aquecimento de alta eficiência excede os 96%, mas o alto custo

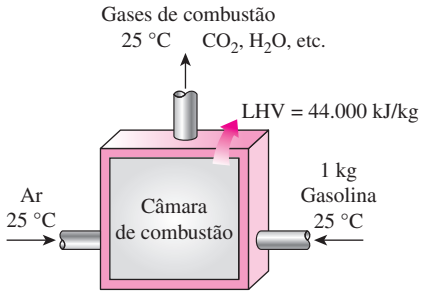


FIGURA 2–56 A definição do poder calorífico da gasolina.

TABELA 2–1

Eficácia dos diferentes sistemas de iluminação

Tipo de iluminação	Eficácia, lumens/W
Combustão	
Vela	0,3
Lâmpada de querosene	1-2
Incandescente	
Comum	6-20
Halógena	15-35
Fluorescente	
Compacta	40-87
Tubo	60-120
Descarga de alta intensidade	
Vapor de mercúrio	40-60
Iodeto metálico	65-118
Sódio a alta pressão	85-140
Sódio a baixa pressão	70-200
Estado Sólido	
LED	20-160
OLED	15-60
Limite teórico	300*

* Este valor depende da distribuição espectral de uma fonte de luz assumidamente ideal. Para fontes de luz branca, o limite superior é de cerca de 300 lm/W para iodetos metálicos, 350 lm/W para lâmpadas fluorescentes e 400 lm/W para LEDs. O pico de emissão do espectro ocorre no comprimento de onda de 555 nm (verde) com uma saída de luz de 683 lm/W.

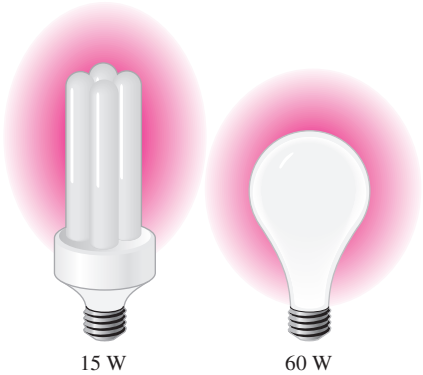


FIGURA 2–57 Uma lâmpada fluorescente compacta de 15 W fornece tanta luz quanto uma lâmpada incandescente de 60 W.

de tais sistemas não se justifica em locais com invernos amenos e moderados. Essas altas eficiências são atingidas pela recuperação da maior parte do calor dos gases de combustão, condensando o vapor de água e descarregando os gases de combustão a temperaturas tão baixas quanto 38 °C (ou 100 °F) em vez dos cerca de 200 °C (ou 400 °F) dos modelos convencionais.

Para *motores de automóveis,* o trabalho realizado é entendido como a potência fornecida pelo eixo. Entretanto, no caso das usinas de potência, o trabalho realizado pode ser a potência mecânica produzida pela turbina, ou a potência elétrica produzida pelo gerador.

Um gerador é um dispositivo que converte energia mecânica em energia elétrica, e a efetividade de um gerador é caracterizada pela **eficiência do gerador**, que é a relação entre a *potência elétrica por ele produzida* e a *potência mecânica a ele entregue*. A *eficiência térmica* de uma usina de potência, cuja importância é primordial para a termodinâmica, em geral é definida como a razão entre o trabalho líquido produzido pelo eixo da turbina e o calor fornecido ao fluido de trabalho. Efeitos de outra natureza são incorporados pela definição de uma **eficiência global** para as usinas de potência, como a razão entre *a potência elétrica produzida* e a *taxa com a qual energia do combustível é suprida*. Ou seja,

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{combustão}}\ \eta_{\text{térmica}}\ \eta_{\text{gerador}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq, eletr}}}{\text{PCS} \times \dot{m}_{\text{liq}}} \qquad \textbf{(2–43)}$$

Eficiências globais típicas variam de 26 a 30% para motores automotivos à gasolina, de 34 a 40% para os motores a diesel, e até 60% para as grandes usinas geradoras de energia elétrica.

Todos nós conhecemos a conversão da energia elétrica em *luz* por meio de lâmpadas incandescentes, tubos fluorescentes e lâmpadas de descarga de alta intensidade. A eficiência da conversão de eletricidade em luz pode ser definida como a razão entre a energia convertida em luz e a energia elétrica consumida. Por exemplo, lâmpadas incandescentes comuns convertem cerca de 5% da energia elétrica que consomem em luz; o restante da energia consumida é dissipada como calor, o que aumenta a carga térmica para o condicionamento de ar no verão. Entretanto, é mais comum expressar a efetividade desse processo de conversão pela **eficácia da iluminação**, definida como a *quantidade de luz produzida em lumens por W de eletricidade consumida.*

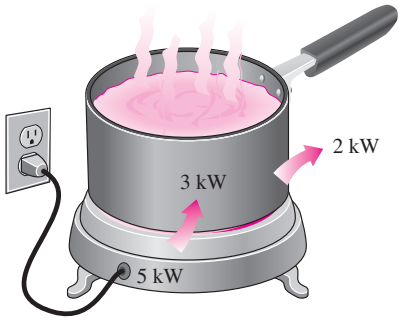
A Tab. 2–1 apresenta a eficácia dos diferentes sistemas de iluminação. Observe que uma lâmpada fluorescente compacta produz cerca de quatro vezes mais luz por W do que uma lâmpada incandescente e, portanto, uma lâmpada fluorescente de 15 W pode substituir uma lâmpada incandescente de 60 W (Fig. 2–57). Da mesma forma, uma lâmpada fluorescente compacta dura cerca de 10 mil horas, ou dez vezes mais do que uma lâmpada incandescente, podendo ser conectada diretamente ao bocal de uma lâmpada incandescente. Assim, apesar de seu custo inicial mais elevado, as lâmpadas fluorescentes compactas reduzem consideravelmente os custos com iluminação devido ao consumo de eletricidade reduzido. As lâmpadas de descarga de alta intensidade fabricadas com sódio fornecem uma iluminação mais eficiente, mas seu uso se limita a ambientes externos por causa de sua luz amarelada.

Podemos também definir a eficiência de utensílios para cozinhar, uma vez que eles convertem energia elétrica ou química em calor para o cozimento dos alimentos. A **eficiência de um utensílio para cozinhar** pode ser definida como a

razão entre a *energia útil transferida para a comida e a energia consumida pelo aparelho* (Fig. 2–58). Fogões elétricos são mais eficientes do que os a gás, mas é muito mais barato cozinhar usando gás natural que eletricidade, por conta do custo unitário menor do gás natural (Tab. 2–2).

A eficiência de cozimento depende dos hábitos do usuário, bem como dos próprios aparelhos. Os fornos convectivos e de micro-ondas são inerentemente mais eficientes que os fornos convencionais. Em média, os convectivos economizam *um terço* e os de micro-ondas, *dois terços* da energia utilizada pelos fornos convencionais. A eficiência de cozimento pode ser aumentada de várias maneiras. Pode-se utilizar um forno menor para assar, usar panelas de pressão, usar panelas elétricas para banho-maria e sopas e usar panelas menores (quanto menor a panela, mais eficaz o cozimento). Essa eficiência também aumenta quando se utilizam uma chapa de aquecimento menor para panelas pequenas e panelas de fundo chato em fogões elétricos, para garantir um bom contato. Além disso recomenda-se manter os queimadores sempre limpos e desobstruídos, descongelar alimentos no refrigerador antes de cozinhar, evitar o preaquecimento a menos que seja necessário, manter as panelas tampadas durante o cozimento, usar cronômetros e termômetros para evitar o cozimento excessivo, usar o recurso de autolimpeza dos fornos logo após o uso e manter as superfícies internas do micro-ondas sempre limpas.

O uso de aparelhos com baixo consumo de energia e a prática de medidas que economizem energia ajudam nossos bolsos, reduzindo as contas cobradas pelas empresas de serviços públicos. Isso também ajuda o **meio ambiente**, reduzindo a quantidade de poluentes emitidos para a atmosfera durante a combustão em casa ou nas usinas nas quais a eletricidade é gerada. A combustão de *cada therm* (1 therm = 105,5 MJ) *de gás natural* produz 6,4 kg de dióxido de carbono, causador de alterações climáticas globais; 4,7 g de óxidos de nitrogênio e 0,54 g de hidrocarbonetos, responsáveis pela névoa fotoquímica (*smog*); 2,0 g de monóxido de carbono, que é tóxico; e 0,030 g de dióxido de enxofre, que causa a chuva ácida. Cada therm de gás natural economizado elimina as emissões desses poluentes, além de economizar dinheiro para o consumidor. Cada kWh de eletricidade conservado economiza 0,4 kg de carvão, 1,0 kg de CO_2 e 15 g de SO_2 de uma usina geradora de energia elétrica a carvão.



$$\text{Eficiência} = \frac{\text{Energia utilizada}}{\text{Energia fornecida ao aparelho}} = \frac{3\ \text{kWh}}{5\ \text{kWh}} = 0{,}60$$

FIGURA 2–58 A eficiência de um utensílio para cozinhar representa a fração da energia fornecida ao aparelho que é transferida para o alimento.

TABELA 2–2

Custos energéticos do preparo de um prato em diferentes aparelhos*
(De J. T. Amann, A. Wilson e K. Ackerly, *Consumer Guide to Home Energy Savings*, 9. ed., Washington, DC: American Council for an Energy-Efficient Economy, 2007, p. 163.)

Aparelho de cozimento	Temperatura de cozimento	Tempo de cozimento	Energia utilizada	Custo da energia
Forno elétrico	350 °F (177 °C)	1 h	2,0 kWh	US$ 0,19
Forno convectivo (elétr.)	325 °F (163 °C)	45 min	1,39 kWh	US$ 0,13
Forno a gás	350 °F (177 °C)	1 h	0,112 therm	US$ 0,13
Frigideira	420 °F (216 °C)	1 h	0,9 kWh	US$ 0,09
Torradeira	425 °F (218 °C)	50 min	0,95 kWh	US$ 0,09
Fogão elétrico lento	200 °F (93 °C)	7 h	0,7 kWh	US$ 0,07
Forno de micro-ondas	"Alta"	15 min	0,36 kWh	US$ 0,03

*Considerando um custo unitário de US$ 0,095/kWh para a eletricidade e US$ 1,20/therm para o gás.

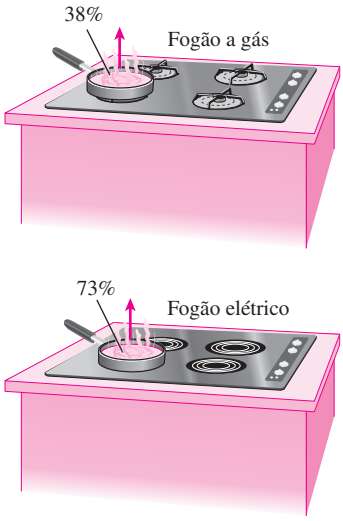


FIGURA 2–59 Esquema do fogão elétrico com eficiência de 73% e do fogão a gás com eficiência de 38% discutidos no Exemplo 2–15.

EXEMPLO 2–15 Custo do cozimento em fogões elétrico e a gás

A eficiência dos fogões afeta a carga térmica do ambiente em que ele se encontra, uma vez que um fogão ineficiente consome uma quantidade maior de energia para realizar a mesma tarefa, e a energia excedente consumida aparece como calor no ambiente. A eficiência dos fogões abertos corresponde a 73% para as unidades elétricas e 38% para as unidades a gás (Fig. 2–59). Considere um fogão elétrico de 2 kW em uma localidade na qual os custos da eletricidade e do gás natural são de US$ 0,09/kWh e US$ 1,20/therm, respectivamente. Determine a taxa de consumo de energia do fogão e o custo unitário da energia utilizada pelos fogões elétrico e a gás.

SOLUÇÃO A operação de fogões elétrico e a gás é considerada. A taxa de consumo de energia do fogão e o custo unitário da energia utilizada pelos fogões elétrico e a gás devem ser determinados.

Análise A eficiência do aquecedor elétrico é dada como 73%. Assim, um fogão que consome 2 kW de energia elétrica fornecerá

$$\dot{Q}_{\text{utilizado}} = (\text{Entrada de energia}) \times (\text{Eficiência}) = (2\ \text{kW})\ (0{,}73) = \mathbf{1{,}46\ kW}$$

de energia útil. O custo unitário da energia utilizada é inversamente proporcional à eficiência e determinado por

$$\text{Custo da energia utilizada} = \frac{\text{Custo de energia fornecida}}{\text{Eficiência}} = \frac{\$0{,}09/\text{kWh}}{0{,}73} = \mathbf{US\$\ 0{,}123/kWh}$$

Observando que a eficiência de um fogão a gás é de 38%, a energia fornecida a um fogão a gás necessária para que este forneça energia a uma mesma taxa (1,46 kW) é de

$$\dot{Q}_{\text{ent, gás}} = \frac{\dot{Q}_{\text{utilizado}}}{\text{Eficiência}} = \frac{1{,}46\ \text{kW}}{0{,}38} = \mathbf{3{,}84\ kW}\ (= 13.100\ \text{Btu/h})$$

uma vez que 1 kW = 3.412 Btu/h. Assim, um fogão a gás deve ter uma classificação de pelo menos 13.100 Btu/h para ter desempenho igual ao do fogão elétrico. Observando que 1 therm = 29,3 kWh, o custo unitário da energia utilizada no caso de um fogão a gás é determinado como

$$\text{Custo da energia utilizada} = \frac{\text{Custo de energia fornecida}}{\text{Eficiência}} = \frac{\$1{,}20/29{,}3\ \text{kWh}}{0{,}38} = \mathbf{US\$\ 0{,}108\ /kWh}$$

Discussão O custo do gás utilizado é menor que a metade do custo unitário da eletricidade utilizada. Nesse caso, apesar da eficiência mais alta, cozinhar em um fogão elétrico custará mais que o dobro do que em um fogão a gás. Isso explica por que consumidores preocupados com o custo sempre optam por aparelhos a gás, e por que não é sensato utilizar a eletricidade para aquecimento.

Eficiências de dispositivos mecânicos e elétricos

A transferência da energia mecânica é geralmente realizada por um eixo rotativo e, portanto, o trabalho mecânico é quase sempre chamado de *trabalho de eixo*. Uma bomba ou um ventilador recebem trabalho de eixo (em geral de um motor elétrico) e o transferem para o fluido sob a forma de energia mecânica (descontando as perdas por atrito). Já uma turbina converte a energia mecânica de um fluido em trabalho de eixo. Na ausência de quaisquer irreversibilidades, tal como o atrito, a energia mecânica pode ser convertida totalmente de uma forma mecânica para

outra, e a **eficiência mecânica** de um dispositivo ou processo pode ser definida como (Fig. 2–60)

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\text{Energia mecânica de saída}}{\text{Energia mecânica de entrada}} = \frac{E_{\text{mec, sai}}}{E_{\text{mec, ent}}} = 1 - \frac{E_{\text{mec, perd}}}{E_{\text{mec, ent}}} \qquad \textbf{(2–44)}$$

Uma eficiência de conversão menor que 100% indica que a conversão é menos que perfeita, e que algumas perdas ocorreram durante seu processo. Uma eficiência mecânica de 97% indica que 3% da energia mecânica fornecida é convertida em energia térmica como resultado do aquecimento por atrito, e isso se manifesta como uma ligeira elevação da temperatura do fluido.

Em sistemas que envolvem o escoamento de fluidos, geralmente estamos interessados em aumentar a pressão, a velocidade e/ou a altura do fluido. Isso é feito *fornecendo energia mecânica* ao fluido por meio de uma bomba, um ventilador ou um compressor (nos referiremos a todos eles como bombas). Ou então, podemos estar interessados no processo inverso de *extração de energia mecânica* de um fluido por uma turbina e na produção de potência mecânica na forma de um eixo rotativo que pode mover um gerador ou qualquer outro dispositivo rotativo. O grau de perfeição do processo de conversão entre o trabalho mecânico fornecido ou extraído e a energia mecânica do fluido é expresso pela **eficiência da bomba** e pela **eficiência da turbina**, definida como

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\text{Aumento da energia mecânica do fluido}}{\text{Entrada de energia mecânica}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}}}{\dot{W}_{\text{eixo, ent}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba},u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}} \qquad \textbf{(2–45)}$$

onde $\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}} = \dot{E}_{\text{mec, sai}} - \dot{E}_{\text{mec, ent}}$ é a taxa de aumento da energia mecânica do fluido, que é equivalente à **potência de bombeamento útil** $\dot{W}_{\text{bomba},u}$ fornecida ao fluido e

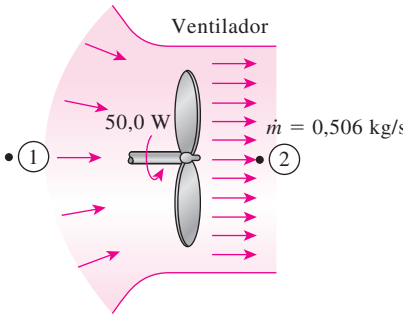
$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\text{Saída de energia mecânica}}{\text{Decréscimo de energia mecânica do fluido}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo, sai}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina, extr}}} \qquad \textbf{(2–46)}$$

onde $|\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}}| = \dot{E}_{\text{mec, ent}} - \dot{E}_{\text{mec, sai}}$ é a taxa de diminuição da energia mecânica do fluido, que é equivalente à potência mecânica extraída do fluido pela turbina $\dot{W}_{\text{turbina},e}$ utilizamos o módulo para evitar valores negativos para as eficiências. Uma eficiência de 100% para uma bomba ou turbina indica conversão perfeita entre o trabalho de eixo e a energia mecânica do fluido, e este valor pode ser aproximado (mas nunca atingido) à medida que os efeitos do atrito são minimizados.

A energia elétrica normalmente é convertida em *energia mecânica de rotação* pelos motores elétricos para mover ventiladores, compressores, braços de robôs, ignições de automóveis e outros. A efetividade desses processos de conversão caracteriza-se pela *eficiência do motor* η_{motor}, que é a razão entre *a potência mecânica produzida* pelo motor e *a potência elétrica consumida*. Eficiências de motores em plena carga variam de cerca de 35% para motores pequenos até mais de 97% para motores maiores e de alta eficiência. A diferença entre a energia elétrica consumida e a energia mecânica produzida é dissipada sob a forma de calor.

A eficiência mecânica não deve ser confundida com a **eficiência do motor** ou com a **eficiência do gerador**, definidas como

$$\textit{Motor:} \qquad \eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Saída de potência mecânica}}{\text{Entrada de potência elétrica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo, sai}}}{\dot{W}_{\text{eletr, ent}}} \qquad \textbf{(2–47)}$$



$V_1 \times 0$, $V_2 = 12{,}1$ m/s
$z_1 = z_2$
$P_1 \times P_{\text{atm}}$ e $P_2 \times P_{\text{atm}}$

$$\eta_{\text{mec, vent}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}}}{\dot{W}_{\text{eixo, ent}}} = \frac{\dot{m} V_2^2/2}{\dot{W}_{\text{eixo, ent}}} = \frac{(0{,}506 \text{ kg/s})(12{,}1 \text{ m/s})^2/2}{50{,}0 \text{ W}} = 0{,}741$$

FIGURA 2–60 A eficiência mecânica de um ventilador é a razão da taxa de aumento da energia mecânica (energia cinética) do ar na saída do ventilador e a potência mecânica de entrada (potência de eixo).

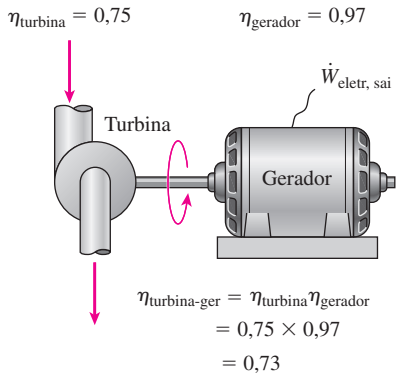


FIGURA 2–61 A eficiência global de um conjunto turbina-gerador (turbo-gerador) é o produto entre a eficiência da turbina e a eficiência do gerador, e representa a fração da potência mecânica do fluido convertida em energia elétrica.

e

$$\textit{Gerador:}\qquad \eta_{gerador} = \frac{\text{Saída de potência elétrica}}{\text{Entrada de potência mecânica}} = \frac{\dot{W}_{eletr,\,sai}}{\dot{W}_{eixo,\,ent}} \tag{2–48}$$

Geralmente, uma bomba vem acompanhada de seu motor, assim como uma turbina de seu gerador. Assim, é natural o interesse na **eficiência combinada** ou **global** das combinações bomba-motor (motobomba) e gerador-turbina (turbo-gerador) (Fig. 2–61), a qual é definida como

$$\eta_{\text{bomba-motor}} = \eta_{bomba}\,\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{bomba,\,u}}{\dot{W}_{eletr,\,ent}} = \frac{\Delta\dot{E}_{mec,\,fluido}}{\dot{W}_{eletr,\,ent}} \tag{2–49}$$

e

$$\eta_{turbina\text{-}ger} = \eta_{turbina}\eta_{gerador} = \frac{\dot{W}_{eletr,\,sai}}{\dot{W}_{turbina,\,extr}} = \frac{\dot{W}_{eletr,\,sai}}{|\Delta\dot{E}_{mec,\,fluido}|} \tag{2–50}$$

Todas as eficiências que acabamos de definir variam de 0 a 100%. O limite inferior de 0% corresponde à conversão de toda a energia elétrica ou mecânica fornecida em energia térmica, e nesse caso o dispositivo funciona como um aquecedor à resistência. O limite superior de 100% corresponde ao caso da conversão perfeita sem nenhum atrito ou outras irreversibilidades e, portanto, nesse caso não ocorre nenhuma conversão de energia mecânica ou elétrica em energia térmica.

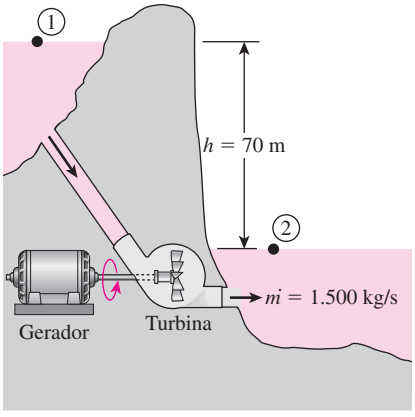


FIGURA 2–62 Esquema para o Exemplo 2–16.

EXEMPLO 2–16 Geração de energia a partir de uma usina hidrelétrica

Energia elétrica é gerada pela instalação de um conjunto gerador-turbina hidráulica em um local 70 m abaixo de um grande reservatório de superfície livre, que pode fornecer água a uma taxa constante de 1.500 kg/s, como mostra a Fig. 2–62. Se a potência mecânica de saída da turbina equivale a 800 kW e a geração de potência elétrica é 750 kW, determine as eficiências da turbina e do conjunto gerador-turbina desta usina. Despreze as perdas nas tubulações.

SOLUÇÃO Um conjunto gerador-turbina instalado em um grande reservatório gera eletricidade. As eficiências do conjunto e da turbina devem ser determinados.

Hipóteses **1** A elevação da água no reservatório se mantém constante. **2** A energia mecânica da água na saída da turbina é insignificante.

Análise Façamos o ponto 1 superfície da água no reservatório e o ponto 2 a saída da turbina. Também tomamos a saída da turbina como nível de referência ($z_2 = 0$) de modo que a energia potencial nos pontos 1 e 2 são: $ep_1 = gz_1$ e $ep_2 = 0$. O fluxo de energia P/ρ nos pontos 1 e 2 é zero, já que ambos estão abertos para a atmosfera ($P_1 = P_2 = P_{atm}$). Além disso, a energia cinética em ambos os pontos é zero ($ek_1 = ek_2 = 0$) desde que a água no ponto 1 é essencialmente imóvel, e a energia cinética da água na saída da turbina é considerada negligenciável. A energia potencial da água no ponto 1 é

$$ep_1 = gz_1 = (9{,}81\ \text{m/s}^2)(70\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0{,}687\ \text{kJ/kg}$$

Então, a taxa na qual a energia mecânica da água é fornecida à turbina é

$$\begin{aligned}|\Delta \dot{E}_{\text{mec, fluido}}| &= \dot{m}(e_{\text{mec, ent}} - e_{\text{mec, sai}}) = \dot{m}(\text{ep}_1 - 0) = \dot{m}\text{ep}_1 \\ &= (1.500\ \text{kg/s})(0{,}687\ \text{kJ/kg}) \\ &= 1.031\ \text{kW}\end{aligned}$$

As eficiências do conjunto gerador-turbina e da turbina são determinados pelas definições

$$\eta_{\text{turbina-ger}} = \frac{\dot{W}_{\text{eletr,sai}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mec,fluido}}|} = \frac{750\ \text{kW}}{1.031\ \text{kW}} = 0{,}727 \quad \text{ou} \quad \mathbf{72{,}7\%}$$

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{eletr,sai}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mec,fluido}}|} = \frac{800\ \text{kW}}{1.031\ \text{kW}} = 0{,}776 \quad \text{ou} \quad \mathbf{77{,}6\%}$$

Portanto, o reservatório fornece 1.031 kW de energia mecânica na turbina, onde 800 kW é convertido em trabalho de eixo que aciona o gerador que gera 750 kW de energia elétrica.

Discussão Este problema também pode ser resolvido tomando um ponto na entrada da turbina, e usando o fluxo de energia, em vez da energia potencial. Teríamos o mesmo resultado desde que o fluxo de energia na entrada da turbina seja igual a energia potencial na superfície livre do reservatório.

EXEMPLO 2–17 Economia de custos associada aos motores de alta eficiência

Um motor de 60 hp (um motor que fornece 60 hp de potência de eixo em plena carga) e eficiência de 89% está desgastado e deve ser substituído por um motor altamente eficiente, cuja eficiência é de 93,2% (Fig. 2–63). O motor opera 3.500 horas por ano em plena carga. Sendo o custo da eletricidade US$ 0,08/kWh, determine a quantidade de energia e a economia de custos resultantes da instalação do motor de alta eficiência em vez de um motor padrão. Além disso, determine o período de recuperação do investimento se os preços dos motores padrão e de alta eficiência forem US$ 4.520 e US$ 5.160, respectivamente.

SOLUÇÃO Um motor padrão desgastado deve ser substituído por um motor de alta eficiência. A quantidade de energia elétrica e o dinheiro economizado, bem como o período de recuperação do investimento, devem ser determinados.

Hipótese O fator de carga do motor continua constante e igual a 1 (plena carga) durante a operação.

Análise A potência elétrica que cada motor utiliza e a diferença entre elas podem ser expressas como

$$\dot{W}_{\text{eletr, ent, padrão}} = \dot{W}_{\text{eixo}}/\eta_{\text{padrão}} = (\text{Potência nominal})\ (\text{Fator de carga})/\eta_{\text{padrão}}$$
$$\dot{W}_{\text{eletr, ent, eficiente}} = \dot{W}_{\text{eixo}}/\eta_{\text{eficiência}} = (\text{Potência nominal})\ (\text{Fator de carga})/\eta_{\text{eficiência}}$$
$$\text{Economia de potência} = \dot{W}_{\text{eletr, ent, padrão}} - \dot{W}_{\text{eletr, ent, eficiente}}$$
$$= (\text{Potência nominal})(\text{Fator de carga})(1/\eta_{\text{padrão}} - 1/\eta_{\text{eficiência}})$$

(*continua*)

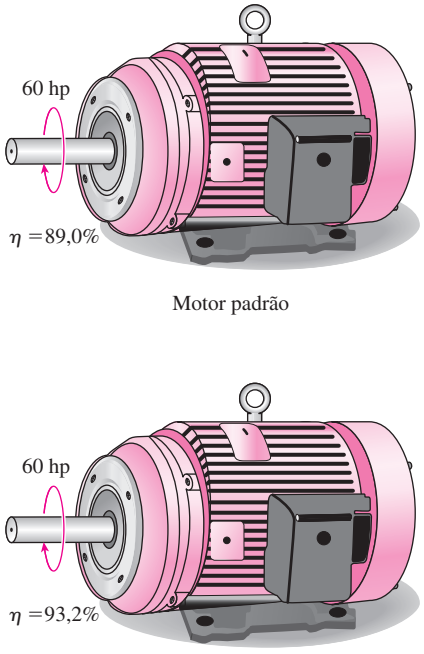


FIGURA 2–63 Esquema para o Exemplo 2–17.

(*continuação*)

onde $\eta_{padrão}$ é a eficiência do motor padrão, e η_{efic} é a eficiência do motor de alta eficiência. Assim, a economia de energia e de custo anuais associadas à instalação do motor de alta eficiência tornam-se

$$\begin{aligned}\text{Economia de energia} &= (\text{Economia de potência})\,(\text{Horas em operação})\\ &= (\text{Potência nominal})\,(\text{Horas em operação})\,(\text{Fator de carga})\\ &\quad (1/h_{padrão} - 1/h_{eficiente})\\ &= (60\text{ hp})\,(0{,}7457\text{ kW/hp})\,(3.500\text{ h/ano})\,(1)\,(1/0{,}89 - 1/0{,}932)\\ &= \mathbf{7.929\text{ kWh/ano}}\\ \text{Economia de custos} &= (\text{Economia de energia})\,(\text{Custo unitário da energia})\\ &= (7.929\text{ kWh/ano})(\text{US\$ }0{,}08/\text{kWh})\\ &= \mathbf{US\$\ 634/ano}\end{aligned}$$

Da mesma forma,

$$\text{Custo inicial adicional} = \text{US\$ } 5.160 - \text{US\$ } 4.520 = \text{US\$ } 640$$

Isso nos fornece um período de recuperação do investimento de

$$\text{Período de recuperação do investimento inicial} = \frac{\text{Custo adicional inicial}}{\text{Economia de custos anual}} = \frac{\$\,640}{\$\,634/\text{ano}} = \mathbf{1{,}01\text{ ano}}$$

Discussão Observe que o motor de alta eficiência paga seu custo adicional em aproximadamente um ano com a energia elétrica que economiza. Considerando que a vida útil de motores elétricos é de vários anos, definitivamente a compra do motor com maior eficiência é indicada neste caso.

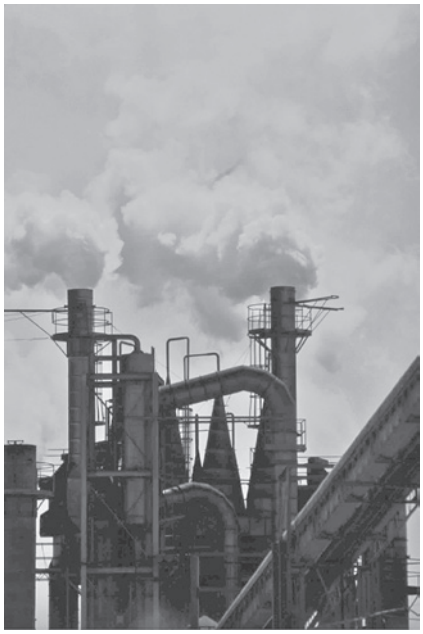


FIGURA 2–64 Os processos de conversão de energia são geralmente acompanhados pela poluição ambiental.

© *Corbis Royalty Free.*

2–8 ENERGIA E MEIO AMBIENTE

Geralmente, a conversão de energia de uma forma para outra afeta de várias maneiras o meio ambiente e o ar que respiramos. Portanto, o estudo da energia não pode estar completo sem que se leve em conta seu impacto sobre o meio ambiente (Fig. 2–64). Os combustíveis fósseis como o carvão, petróleo e gás têm alimentado o desenvolvimento industrial e o conforto da vida moderna de que desfrutamos desde o século XVIII, porém com alguns efeitos colaterais indesejáveis. Do solo que cultivamos, da água que bebemos até o ar que respiramos, o meio ambiente tem pago um preço alto. Os poluentes emitidos durante a queima de combustíveis fósseis são responsáveis pelo *smog*, pela chuva ácida, pelas mudanças climáticas e pelo aquecimento global. A poluição ambiental atingiu níveis tão altos que chega a ser uma séria ameaça à vegetação, à vida animal e à saúde humana. A poluição do ar tem sido a causa de inúmeros problemas de saúde, incluindo asma e câncer. Estima-se que mais de 60 mil pessoas, apenas nos Estados Unidos, morrem a cada ano devido a doenças cardíacas e pulmonares relacionadas à poluição do ar.

Centenas de elementos e compostos, como benzeno e formaldeído são emitidos durante a combustão do carvão, petróleo, gás natural e madeira em usinas de energia elétrica, motores de veículos, fornos e até mesmo lareiras. Alguns compostos são adicionados aos combustíveis líquidos por diversos motivos (para elevar a octanagem do combustível e também para oxigenar o combustível nos meses de inverno a fim de reduzir o *smog* urbano). A maior fonte de poluição do ar são os

veículos motorizados, e os poluentes por eles liberados são em geral classificados como hidrocarbonetos (HC), óxidos nítricos (NO_x) e monóxido de carbono (CO) (Fig. 2–65). As emissões de HC são uma grande parcela das emissões de compostos orgânicos voláteis (COVs), e os dois termos em geral são usados para indicar as emissões de veículos automotores. Uma parte significativa das emissões de COV ou HC é causada pela evaporação ou respingo de combustíveis durante o reabastecimento, ou pela evaporação dos tanques de combustível com tampas defeituosas que não têm fechamento adequado. Solventes, propelentes e produtos de limpeza doméstica que contenham benzeno, butano ou outros produtos formados por HC são também uma fonte importante das emissões de HC.

FIGURA 2–65 Veículos motorizados são a maior fonte de poluição do ar.

O aumento da poluição ambiental a níveis alarmantes e os seus crescentes perigos tornaram necessário o seu controle por meio de legislações e tratados internacionais. Nos Estados Unidos, o Clean Air Act de 1970 (lei do ar limpo) (cuja aprovação foi auxiliada pelo alerta de *smog* que vigorou por 14 dias em Washington naquele ano) define limites para os poluentes emitidos por grandes fábricas e veículos. Essa primeira regulamentação se concentrou nas emissões de hidrocarbonetos, óxidos nítricos e monóxido de carbono. Os novos automóveis deviam ter catalisadores em seus sistemas de exaustão para reduzir as emissões de HC e CO. Como benefício extra, a remoção do chumbo da gasolina para permitir o uso de catalisadores levou a uma significativa redução nas emissões de chumbo tóxico.

Os limites de emissão de HC, NO_x e CO dos automóveis têm diminuído em níveis constantes desde 1970. O Clean Air Act de 1990 tornou as restrições às emissões ainda mais rígidas, principalmente para o ozônio, CO, óxidos nítricos e material particulado (MP). Como resultado, as instalações industriais e os veículos atuais emitem apenas uma fração dos poluentes que costumavam emitir há algumas décadas. As emissões de HC pelos automóveis, por exemplo, diminuíram de cerca de 8 gpm (gramas por milha) em 1970 para 0,4 gpm em 1980 e cerca de 0,1 gpm em 1999. Essa foi uma redução significativa, uma vez que muitos dos gases tóxicos dos veículos motores e combustíveis líquidos são hidrocarbonetos.

As crianças são mais suscetíveis aos danos causados pelos poluentes do ar, uma vez que seus órgãos ainda estão se desenvolvendo. Elas também estão mais expostas à poluição, pois são mais ativas e, portanto, sua respiração é mais rápida. As pessoas com problemas cardíacos e pulmonares, particularmente aquelas que sofrem de asma, são as mais afetadas pelos poluentes do ar. Isso fica claro quando a poluição do ar em suas vizinhanças aumentam a níveis elevados.

Ozônio e *smog*

Se você mora em uma área metropolitana, provavelmente está acostumado ao *smog* urbano – a bruma marrom ou amarela que se acumula em uma grande massa de ar estagnada e permanece sobre as áreas populosas nos dias de verão ameno. O *smog* é formado principalmente pelo ozônio no nível do solo (O_3), mas também contém inúmeros outros produtos químicos, incluindo monóxido de carbono (CO), material particulado como fuligem e pó, compostos orgânicos voláteis (COVs) como benzeno, butano e outros hidrocarbonetos. O prejudicial ozônio no nível do solo não deve ser confundido com a útil camada de ozônio da estratosfera, que protege a Terra dos danosos raios ultravioletas do sol. O ozônio no nível do solo é um poluente com vários efeitos nocivos à saúde.

A fonte primária de óxidos nítricos e hidrocarbonetos são os veículos automotores. Os hidrocarbonetos e os óxidos nítricos reagem na presença da luz do Sol nos dias de calor ameno, formando o ozônio no nível do solo, que é o principal

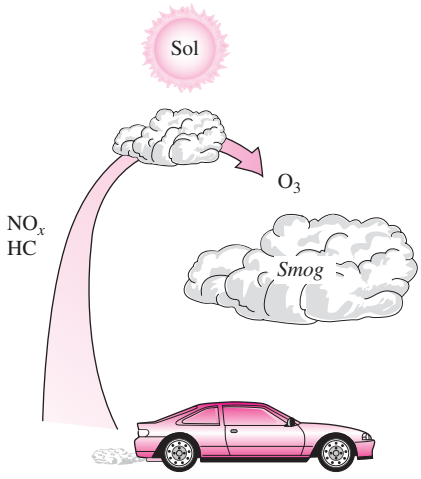


FIGURA 2–66 O ozônio no nível do solo, o componente primário do *smog*, é formado quando HC e NO_x reagem na presença da luz do Sol nos dias de calor ameno.

componente do *smog* (Fig. 2–66). A formação do *smog* em geral atinge seu pico no final da tarde, quando as temperaturas estão mais altas e quando há bastante luz do Sol. Embora o *smog* e o ozônio sejam formados em áreas urbanas com tráfego intenso ou indústrias, os ventos podem transportá-los para outras cidades a várias centenas de quilômetros. Isso mostra que a poluição não conhece fronteiras e que esse é um problema global.

O *ozônio* irrita os olhos e danifica os alvéolos pulmonares, onde ocorre a troca entre o oxigênio e o dióxido de carbono, causando o endurecimento desse tecido suave e esponjoso. Ele também causa falta de ar, sibilo, fadiga, dores de cabeça e náuseas, além de agravar problemas respiratórios como a asma. Toda exposição ao ozônio causa um pequeno dano aos pulmões, e, assim como a fumaça do cigarro, acaba por reduzir a capacidade pulmonar do indivíduo. A permanência em ambientes fechados e a diminuição da atividade física durante épocas de *smog* forte pode minimizar o dano. O ozônio também prejudica a vegetação danificando os tecidos das folhas. Para melhorar a qualidade do ar nas áreas que enfrentam os piores problemas com o ozônio, foi lançada a gasolina reformulada (RFG), que contém pelo menos 2% de oxigênio. A utilização da RFG resultou em redução significativa da emissão de ozônio e outros poluentes, e seu uso se tornou obrigatório em muitas áreas sujeitas ao *smog*.

Outro sério poluente presente no *smog* é o *monóxido de carbono*, um gás incolor, inodoro e venenoso. Ele é emitido principalmente pelos veículos a motor, e pode atingir níveis perigosos em áreas com tráfego pesado e congestionado. Ele impede que os órgãos do corpo obtenham oxigênio suficiente, ligando-se às células vermelhas do sangue que, normalmente, transportariam o oxigênio. Em baixos níveis, o monóxido de carbono diminui a quantidade de oxigênio fornecida ao cérebro e a outros órgãos e músculos, reduz as reações e os reflexos do corpo e prejudica o raciocínio. Ele representa uma séria ameaça para as pessoas com doenças cardíacas, por causa da frágil condição de seus sistemas circulatórios, e para os fetos que precisam do oxigênio para seus cérebros em desenvolvimento. Em níveis altos, ele pode ser fatal, como fica claro pelas inúmeras mortes causadas por automóveis funcionando dentro de garagens fechadas ou pelo vazamento de gases de exaustão para dentro de automóveis.

O *smog* também contém material particulado em suspensão, como pó e fuligem emitidos pelos veículos e pelas instalações industriais. Tais partículas irritam os olhos e pulmões, uma vez que podem transportar compostos como ácidos e metais.

FIGURA 2–67 Os ácidos sulfúrico e nítrico são formados quando os óxidos de enxofre e nítricos reagem com o vapor de água e outros elementos químicos na alta atmosfera na presença da luz do Sol.

Chuva ácida

Os combustíveis fósseis são combinações de diversos elementos químicos, incluindo pequenas quantidades de enxofre. O enxofre do combustível reage com o oxigênio formando o dióxido de enxofre (SO_2), que é um poluente do ar. A principal fonte de SO_2 são as usinas termoelétricas que queimam carvão com alto teor de enxofre. A lei do ar limpo (1970) limitou as emissões de SO_2 nos Estados Unidos de forma rígida, o que forçou as indústrias a instalar purificadores de SO_2, usar carvão com baixo nível de enxofre ou gaseificar o carvão e recuperar o enxofre. Veículos a motor também contribuem para as emissões de SO_2, uma vez que a gasolina e o diesel também contêm pequenas quantidades de enxofre. As erupções vulcânicas e as fontes de águas termais também liberam óxidos de enxofre (a causa do cheiro de ovo podre).

Os óxidos sulfúrico e nítrico reagem com o vapor de água e outros elementos químicos na parte alta da atmosfera na presença da luz do Sol, formando os ácidos sulfúrico e nítrico (Fig. 2–67). Em geral, os ácidos formados se dissolvem nas gotas d'água em suspensão nas nuvens ou na neblina. Essas gotas carregadas de

ácido, que chegam a ser tão ácidas quanto o suco de limão, são transportadas do ar para o solo na forma de chuva ou neve. Esse fenômeno é conhecido como **chuva ácida**. O solo consegue neutralizar determinada quantidade de ácido, mas as quantidades produzidas pelas usinas elétricas que utilizam carvão mais barato e com alto nível de enxofre têm excedido essa capacidade e, assim, muitos lagos e rios de áreas industriais tornaram-se ácidos demais para a sobrevivência dos peixes. As florestas dessas áreas também experimentam uma morte lenta, devido à absorção dos ácidos pelas folhas, troncos e raízes. Até as estruturas de mármore se deterioram devido à chuva ácida. A gravidade do problema só foi reconhecida no início dos anos 1970, e medidas rígidas foram tomadas desde então para reduzir drasticamente as emissões do dióxido de enxofre, por meio da instalação de purificadores em fábricas e da dessulfurização do carvão antes da combustão.

O efeito estufa: aquecimento global e mudança climática

Você provavelmente já notou que, ao deixar seu automóvel sob a luz direta do Sol em um dia ensolarado, o interior do veículo fica muito mais quente que o ar exterior, fazendo com que o automóvel aja como uma armadilha para o calor. Isso acontece porque o vidro mais comumente utilizado tem uma espessura que transmite mais de 90% da radiação na faixa visível, e é praticamente opaco (não transparente) à radiação infravermelha de comprimento de onda maior. Assim, o vidro permite que a radiação solar entre livremente, mas bloqueia a radiação infravermelha emitida pelas superfícies interiores. Isso causa uma elevação da temperatura interior, como decorrência do acúmulo de energia térmica dentro do automóvel. Esse efeito de aquecimento é conhecido como **efeito estufa**, uma vez que sua principal utilização é em estufas.

O efeito estufa também é experimentado em uma escala maior na Terra. A superfície da Terra, que se aquece durante o dia como resultado da absorção da energia solar, se resfria à noite irradiando parte de sua energia para o espaço longínquo como radiação infravermelha. O dióxido de carbono (CO_2), o vapor de água e traços de alguns outros gases como metano e óxidos nítricos agem como um lençol e mantêm a Terra aquecida à noite, bloqueando o calor irradiado da Terra (Fig. 2–68). Dessa forma, eles são chamados de "gases do efeito estufa", e o CO_2 é seu principal componente. Em geral, o vapor de água é excluído dessa lista, pois ele cai na forma de chuva ou neve como parte do ciclo da água, e as atividades humanas para a produção de água (como a queima de combustíveis fósseis) não têm muito efeito sobre sua concentração na atmosfera (que é devida em grande parte à evaporação de rios, lagos, oceanos, etc.). Entretanto, para o CO_2, a situação é diferente, pois as atividades humanas fazem diferença no tocante à concentração do CO_2 na atmosfera.

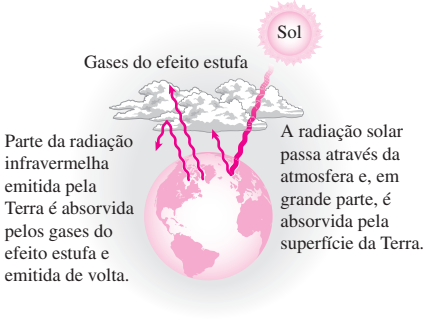

Sol
Gases do efeito estufa
Parte da radiação infravermelha emitida pela Terra é absorvida pelos gases do efeito estufa e emitida de volta.
A radiação solar passa através da atmosfera e, em grande parte, é absorvida pela superfície da Terra.

FIGURA 2–68 O efeito estufa sobre a Terra.

O efeito estufa possibilita a vida na Terra, mantendo-a aquecida (cerca de 30 °C mais quente). Entretanto, esses gases em quantidades excessivas afetam o delicado equilíbrio, aprisionando uma quantidade excessiva de energia, fazendo com que a temperatura média da Terra se eleve e o clima de algumas localidades mude. Essas consequências indesejáveis do efeito estufa são chamadas de **aquecimento global** ou **alteração climática global**.

A alteração climática global se deve ao uso excessivo de combustíveis fósseis, como o carvão, produtos derivados do petróleo e gás natural na geração de energia elétrica, transportes, construção e manufatura, e nas últimas décadas essa tem sido uma das grandes preocupações. Em 1995, um total de 6,5 bilhões de toneladas de carbono foi liberado na atmosfera como CO_2. A atual concentração de CO_2 na atmosfera é de cerca de 360 ppm (ou 0,36%). Isso é 20% a mais do que o nível

de um século atrás, e as projeções indicam um aumento de mais de 700 ppm até o ano 2100. Sob condições normais, a vegetação consome CO_2 e libera O_2 durante o processo de fotossíntese, mantendo assim a concentração de CO_2 na atmosfera sob controle. Uma árvore adulta consome cerca de 12 kg de CO_2 por ano e exala oxigênio suficiente para sustentar uma família de quatro pessoas. Entretanto, o desmatamento e o enorme aumento da produção de CO_2 nas últimas décadas perturbou esse equilíbrio.

Em um relatório de 1995, os principais cientistas que estudam o clima do mundo concluíram que a Terra já se aqueceu cerca de 0,5 °C no último século, e estimam que sua temperatura subirá outros 2 °C até o ano 2100. Teme-se que uma elevação dessa magnitude cause sérias alterações nos padrões climáticos, como tempestades e chuvas fortes em algumas partes e secas em outras, grandes inundações devido ao derretimento do gelo nos polos, perda das terras pantanosas e das áreas costeiras em virtude da elevação dos níveis do mar, variações no fornecimento de água, alterações no ecossistema devido à incapacidade de algumas espécies animais e vegetais se ajustarem às mudanças, aumento das doenças epidêmicas devido a temperaturas mais altas e efeitos colaterais adversos para a saúde humana e para as condições socioeconômicas de algumas áreas.

A seriedade dessas ameaças forçou as Nações Unidas a estabelecer um comitê para as alterações climáticas. Um encontro mundial em 1992 no Rio de Janeiro atraiu a atenção do mundo para o problema. O acordo preparado pelo comitê em 1992 para controlar as emissões de gases do efeito estufa foi assinado por 162 países. Na reunião de 1997 em Kyoto (Japão), os países industrializados do mundo adotaram o protocolo de Kyoto e se comprometeram a reduzir as emissões de CO_2 e de outros gases do efeito estufa em 5% abaixo dos níveis de 1990 entre 2008 e 2012. Isso pode ser feito aumentando os esforços de preservação e melhorando as eficiências de conversão, atendendo a novas exigências de energia por meio da utilização de energia renovável (como a hidrelétrica, solar, eólica e geotérmica), em vez dos combustíveis fósseis.

FIGURA 2–69 Em média, um automóvel produz várias vezes seu peso em CO_2 a cada ano (percorrendo 20 mil quilômetros por ano, consumindo 2.300 litros de gasolina e produzindo 2,5 kg de CO_2 por litro).

© Vol. 39/PhotoDisc/Getty RF.

Os Estados Unidos é o maior emissor de gases do efeito estufa, com emissões de mais de 5 toneladas de carbono por pessoa ao ano. Uma grande fonte de emissões de gás do efeito estufa são os transportes. Cada litro de gasolina queimado por um veículo produz aproximadamente 2,5 kg de CO_2. Em média, um automóvel percorre 20 mil quilômetros por ano e consome cerca de 2.300 litros de gasolina. Assim, um automóvel emite cerca de 5.500 kg de CO_2 para a atmosfera por ano, o que é cerca de quatro vezes o peso de um automóvel típico (Fig. 2–69). Essa e outras emissões podem ser reduzidas de modo significativo com a compra de um automóvel de menor consumo de combustível e com uma prática de direção mais consciente. Economia de combustível significa economia de dinheiro e menos agressão ao meio ambiente. Por exemplo, um veículo cujo consumo é de 12 quilômetros em vez de 8 quilômetros por litro evita que 2 toneladas de CO_2 sejam liberadas na atmosfera todos os anos, além de reduzir os gastos com combustível em US$ 400 por ano (sob condições médias de direção, ou seja, quilometragem de 20 mil quilômetros por ano com o combustível ao custo de US$ 2,00/l).

Fica claro, com bases nessas discussões, que quantidades significativas de poluentes são emitidas quando a energia química dos combustíveis fósseis é convertida em energia elétrica, mecânica ou térmica por meio da combustão e, dessa forma, usinas de potência, veículos a motor e até mesmo fornos são responsáveis pela poluição do ar. Contudo, nenhuma poluição é emitida na conversão da eletricidade em energia térmica, química ou mecânica; portanto, os

automóveis elétricos são veículos de "emissão zero", e seu uso amplo é visto por algumas pessoas como a solução definitiva para o problema da poluição do ar. Entretanto, é preciso lembrar que a eletricidade utilizada pelos automóveis elétricos deve ser gerada em outro lugar, principalmente pela queima de combustível que, por sua vez, gera poluição. Sempre que um automóvel elétrico consome 1 kWh de eletricidade, ele é responsável pela poluição gerada, uma vez que 1 kWh de eletricidade (mais as perdas com conversão e transmissão) foi gerado em outro lugar. Os automóveis elétricos só poderão ser veículos com emissão zero quando a eletricidade que eles consumirem for gerada por recursos renováveis sem emissão, como a energia hidrelétrica, solar, eólica e geotérmica (Fig. 2–70). Portanto, a utilização de energia renovável deve ser incentivada em todo o mundo para tornar a Terra um lugar melhor para viver. Os avanços da termodinâmica contribuíram muito nas últimas décadas para melhorar as eficiências de conversão (em alguns casos até duplicando tais eficiências) e para reduzir a poluição. Como indivíduos, também podemos ajudar adotando medidas de economia de energia e dando prioridade em nossas compras aos artigos com baixo consumo de energia.

FIGURA 2–70 As energias renováveis, como a eólica, são chamadas de "energia limpa", uma vez que não emitem poluentes nem gases do efeito estufa.
© *Corbis Royalty Free*

EXEMPLO 2–18 Reduzindo a poluição do ar com o aquecimento geotérmico

Uma usina geradora de energia geotérmica no estado de Nevada (Estados Unidos) gera eletricidade usando água de origem geotérmica extraída a 180 °C, e reinjetando-a de volta no solo a 85 °C. É proposta a utilização da água salgada reinjetada para fins de aquecimento em prédios residenciais e comerciais da área. Os cálculos mostram que o sistema de aquecimento geotérmico pode economizar 18 milhões de therms de gás natural por ano. Determine a quantidade de emissões de NO_x e CO_2 que o sistema geotérmico economizará por ano. Suponha que a média das emissões de NO_x e CO_2 dos fornos a gás seja de 0,0047 kg/therm e 6,4 kg/therm, respectivamente.

SOLUÇÃO Os sistemas de aquecimento a gás de uma área estão sendo substituídos por um sistema de aquecimento geotérmico. As quantidades de NO_x e CO_2 economizadas por ano devem ser determinadas.

Análise As emissões economizadas por ano são equivalentes às emitidas por fornos quando 18 milhões de therms de gás natural são queimados,

$$\begin{aligned}\text{Economia de } NO_x &= (\text{emissão de } NO_x \text{ por therm})\,(\text{Nº de therm por ano})\\ &= (0{,}0047 \text{ kg/therm})\,(18 \times 10^6 \text{ therm/ano})\\ &= \mathbf{8{,}5 \times 10^4 \text{ kg/ano}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Economia de } CO_2 &= (\text{emissão de } CO_2 \text{ por therm})\,(\text{Nº de therm por ano})\\ &= (6{,}4 \text{ kg/therm})\,(18 \times 10^6 \text{ therm/ano})\\ &= \mathbf{1{,}2 \times 10^8 \text{ kg/ano}}\end{aligned}$$

Discussão Um automóvel típico gera cerca de 8,5 kg de NO_x e 6.000 kg de CO_2 por ano. Portanto, o impacto ambiental da substituição dos sistemas de aquecimento a gás da área pelo sistema de aquecimento geotérmico é equivalente a retirar 10 mil automóveis das estradas, em relação à emissão de NO_x, e a retirar 20 mil automóveis da estrada em relação à emissão de CO_2. Assim, o sistema proposto deve ter um efeito significativo sobre a redução do *smog* na área.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

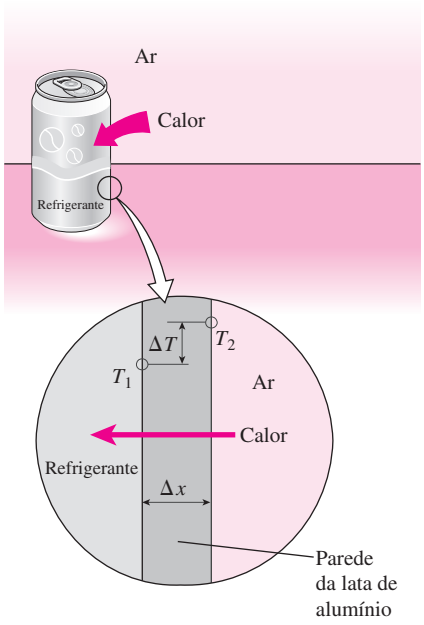


FIGURA 2–71 Condução de calor do ar quente para o refrigerante frio através da parede de uma lata de alumínio.

Mecanismos de transferência de calor

Calor pode ser transferido de três maneiras: *condução, convecção* e *radiação.* Descreveremos brevemente cada modo para que o leitor se familiarize com os mecanismos básicos da transferência de calor. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência de uma diferença de temperatura, e essa transferência de calor ocorre de um meio com temperatura mais alta para outro com temperatura mais baixa.

Condução de calor em uma substância é a transferência de energia de partículas mais energéticas para partículas adjacentes menos energéticas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases. Nos gases e líquidos, a condução é devida às colisões entre moléculas durante seu movimento aleatório. Nos sólidos, ela é devida à combinação entre as vibrações das moléculas e o transporte de energia pelos elétrons livres. Uma bebida fria dentro de uma lata em uma sala quente, por exemplo, é aquecida até a temperatura ambiente como resultado da transferência de calor da sala para a bebida por condução através da parede da lata de alumínio (Fig. 2–71).

A taxa com a qual calor é transferido por condução $\dot{Q}_{\text{cond}}$ através de uma camada de espessura constante Δx é diretamente proporcional à diferença de temperatura ΔT através da camada e à área A normal na direção da transferência de calor, e é inversamente proporcional à espessura da camada. Assim,

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \qquad \text{(W)} \tag{2–51}$$

onde a constante de proporcionalidade k_t, a **condutividade térmica** do material, é uma medida da capacidade de um material conduzir calor (Tab. 2–3). Materiais que são bons condutores elétricos, como cobre e prata, também são bons condutores de calor e, portanto, possuem altos valores de k_t. Materiais como borracha, madeira e isopor são maus condutores de calor e, portanto, possuem baixos valores de k_t.

No caso-limite em que $\Delta x \to 0$, a equação anterior pode ser reduzida à forma diferencial

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \qquad \text{(W)} \tag{2–52}$$

que é conhecida como **lei de Fourier** da condução do calor. Ela indica que a taxa com a qual calor é conduzido em uma direção é proporcional ao *gradiente de temperatura* naquela direção. Calor é conduzido no sentido da diminuição da temperatura, e o gradiente de temperatura torna-se negativo quando a temperatura diminui com o aumento de x. Um sinal negativo é adicionado à Eq. 2–52 para transformar a transferência de calor no sentido x positivo em uma quantidade positiva.

A temperatura é uma medida dos níveis de energia cinética das moléculas. Em um líquido ou gás, a energia cinética das moléculas é devida ao movimento aleatório, bem como aos movimentos de vibração e de rotação. Quando duas moléculas com diferentes energias cinéticas colidem, parte da energia cinética da molécula mais energética (temperatura mais alta) é transferida para a partícula menos energética (temperatura mais baixa), assim como quando duas bolas elásticas de mesma massa e velocidades diferentes colidem, parte da energia cinética da bola mais rápida é transferida para a bola mais lenta.

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

Nos sólidos, a condução de calor decorre de dois efeitos: o movimento vibratório da estrutura cristalina (ou rede) induzido pela vibração das moléculas de uma maneira periódica em torno de uma posição relativamente fixa, e a energia transportada por meio do fluxo livre de elétrons no sólido. A condutividade térmica de um sólido é obtida pela adição dos componentes de rede e eletrônico. A condutividade térmica dos metais puros é devida primariamente ao componente eletrônico, enquanto a condutividade térmica dos materiais não metálicos se deve principalmente ao componente de rede. O componente de rede da condutividade térmica depende muito da forma como as moléculas estão dispostas. Por exemplo, a condutividade térmica do diamante, um sólido de estrutura cristalina altamente ordenada, é muito mais alta do que as condutividades térmicas dos metais puros, como pode ser visto na Tab. 2–3.

Convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e o líquido ou gás em movimento adjacente à superfície. A convecção envolve efeitos combinados de *condução* e *movimento do fluido*. Quanto mais intenso o movimento do fluido, maior a transferência de calor por convecção. Na ausência de movimento macroscópico do fluido, a transferência entre a superfície sólida e o fluido adjacente é feita por condução pura. A presença de qualquer movimento macroscópico do fluido aumenta a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido, mas também torna mais complexa a determinação das taxas de transferência de calor.

Considere o resfriamento de um bloco quente, em cuja superfície superior é soprado ar frio (Fig. 2–72). A energia é inicialmente transferida para a camada de ar adjacente à superfície do bloco por condução. Em seguida, essa energia é transportada para longe da superfície por convecção; ou seja, pelos efeitos combinados da condução no ar (devido ao movimento aleatório das moléculas de ar) e pelo movimento macroscópico do ar, o qual remove o ar aquecido próximo da superfície e o substitui pelo ar mais frio.

A convecção é chamada de **convecção forçada** se o fluido for *forçado* a escoar em um tubo ou sobre uma superfície por meios externos, como um ventilador, uma bomba ou o próprio vento. Por sua vez, a convecção é chamada de **convecção livre** (ou **natural**) se o movimento do fluido for causado por forças de empuxo induzidas por diferenças de densidade em virtude da variação da temperatura do fluido (Fig. 2–73). Por exemplo, na ausência de um ventilador, a transferência de calor da superfície do bloco quente da Fig. 2–72 será efetuada por convecção natural, uma vez que qualquer movimento do ar nesse caso será devido à ascensão do ar mais quente (e, portanto, mais leve) próximo à superfície e à queda do ar mais frio (e, portanto, mais pesado) para ocupar seu lugar. A transferência de calor entre o bloco e o ar ambiente se dará por condução se a diferença de temperatura entre o ar e o bloco não for suficientemente elevada para superar a resistência do ar a ser movido e, portanto, iniciar as correntes de convecção natural.

Os processos de transferência de calor envolvendo *mudança de fase* de um fluido também são considerados convecção, por causa do movimento do fluido induzido durante o processo, como a ascensão de bolhas de vapor durante a *ebulição* ou a queda de gotículas de líquido durante a *condensação*.

A taxa da transferência de calor por convecção $\dot{Q}_{\text{conv}}$ é determinada pela **lei de Newton do resfriamento**, expressa como

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) \qquad \text{(W)} \qquad \textbf{(2–53)}$$

onde h é o **coeficiente de transferência de calor por convecção**, A é a área da superfície através da qual a transferência de calor ocorre, T_s é a temperatura

TABELA 2–3

Condutividade térmica de alguns materiais em condições ambientes

Material	Condutividade térmica W/m·K
Diamante	2.300
Prata	429
Cobre	401
Ouro	317
Alumínio	237
Ferro	80,2
Mercúrio (ℓ)	8,54
Vidro	1,4
Tijolo	0,72
Água (ℓ)	0,613
Pele humana	0,37
Madeira (carvalho)	0,17
Hélio	0,152
Borracha macia	0,13
Fibra de vidro	0,043
Ar (g)	0,026
Uretano, espuma rígida	0,026

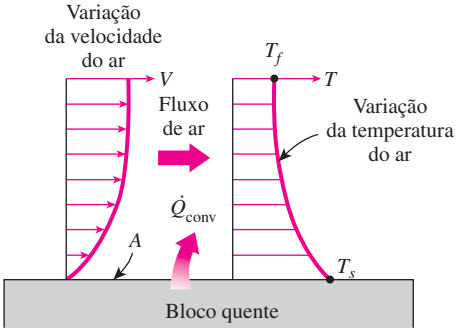


FIGURA 2–72 Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção.

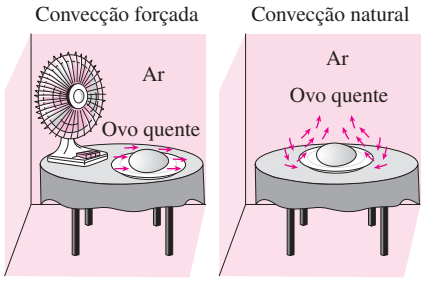


FIGURA 2–73 O resfriamento de um ovo cozido por convecção forçada e natural.

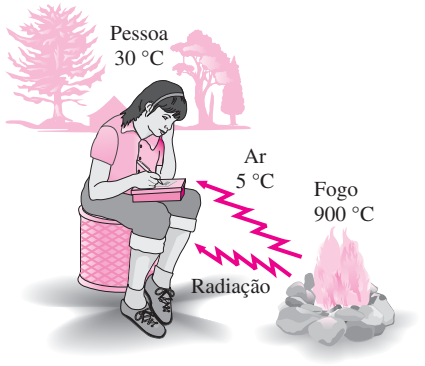


FIGURA 2–74 Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação pode ocorrer entre dois corpos mesmo quando eles estão separados por um meio mais frio que ambos.

da superfície e T_f, a temperatura do fluido longe da superfície. (Na superfície, a temperatura do fluido é igual à temperatura da superfície do sólido.)

O coeficiente de transferência de calor por convecção h não é uma propriedade do fluido. Ele é um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende de todas as variáveis que influenciam a convecção, como a geometria da superfície, a natureza do movimento do fluido, as propriedades do fluido e a velocidade do escoamento do fluido. Valores típicos de h, em $W/m^2 \cdot K$, encontram-se na faixa entre 2 e 25 para a convecção livre em gases, entre 50 e 1.000 para a convecção livre em líquidos, entre 25 e 250 para a convecção forçada em gases, entre 50 e 20.000 para a convecção forçada em líquidos e entre 2.500 e 100.000 para a convecção nos processos de ebulição e condensação.

Radiação é a energia emitida pela matéria na forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons), como resultado de variações das configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de energia por radiação não exige a presença de um meio intermediário (Fig. 2–74). Na verdade, a transferência de energia por radiação é a mais rápida (à velocidade da luz), não sofrendo qualquer atenuação no vácuo. É exatamente dessa forma que a energia do Sol atinge a Terra.

Em estudos de transferência de calor, estamos interessados na *radiação térmica*, que é a forma de radiação emitida pelos corpos devido à sua temperatura. Ela difere de outras formas de radiação eletromagnética, como raios X, raios gama, micro-ondas, ondas de rádio e ondas de televisão, pois essas não estão relacionadas à temperatura. Todos os corpos a uma temperatura acima do zero absoluto emitem radiação térmica.

A radiação é um *fenômeno volumétrico,* e todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem ou transmitem radiação em diversos graus. Entretanto, para sólidos opacos à radiação térmica, como metais, madeira e rochas, a radiação é geralmente considerada um *fenômeno de superfície*, uma vez que a radiação emitida pelas regiões do interior desses materiais nunca consegue atingir a superfície, e a radiação incidente de tais corpos é absorvida em uma camada de até alguns mícrons a partir da superfície.

A máxima taxa possível de emissão de radiação a partir de uma superfície a uma temperatura absoluta *Ts* é dada pela *lei de Stefan-Boltzmann*

$$\dot{Q}_{\text{emit, max}} = \sigma A T_s^4 \qquad (\text{W}) \tag{2–54}$$

onde A é a área da superfície e $\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4$ é a **constante de Stefan-Boltzmann.** A superfície ideal que emite radiação à taxa máxima é chamada de **corpo negro**, e a radiação emitida por um corpo negro é chamada de **radiação de corpo negro**. A radiação emitida por todas as superfícies *reais* é menor que a radiação emitida por um corpo negro à mesma temperatura, e é expressa como

$$\dot{Q}_{\text{emit}} = \varepsilon \sigma A T_s^4 \qquad (\text{W}) \tag{2–55}$$

onde ε é a **emissividade** da superfície. A propriedade emissividade, cujo valor encontra-se na faixa de $0 \le \varepsilon \le 1$, é uma medida do quanto a superfície se aproxima de um corpo negro para o qual $\varepsilon = 1$. Emissividades de algumas superfícies são fornecidas na Tab. 2–4.

Outra importante propriedade da radiação de uma superfície é a **absortividade**, α, que é a fração da energia de radiação incidente sobre uma superfície que é absorvida por ela. Assim como a emissividade, seu valor está na faixa de $0 \le \alpha \le 1$. Um corpo negro absorve toda a radiação que sobre ele incide. Ou

seja, um corpo negro é um absorvedor perfeito ($\alpha = 1$), bem como um emissor perfeito.

Em geral, tanto ε quanto α de uma superfície dependem da temperatura e do comprimento de onda da radiação. A **lei de Kirchhoff** para a radiação diz que a emissividade e a absortividade de uma superfície são iguais à mesma temperatura e comprimento de onda. Na maioria das aplicações práticas, a dependência de ε e α com a temperatura e o comprimento de onda é ignorada, e a absortividade média de uma superfície é suposta igual à sua emissividade média. A taxa com a qual a superfície absorve radiação (Fig. 2–75) é determinada por

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}} \qquad \text{(W)} \tag{2–56}$$

onde $\dot{Q}_{\text{incidente}}$ é a taxa com que a radiação incide sobre a superfície e α é a absortividade da superfície. Para superfícies opacas (não transparentes), a parcela da radiação incidente que não é absorvida pela superfície é refletida de volta.

A diferença entre as taxas com as quais a radiação é emitida e absorvida pela superfície é a transferência *líquida* de calor por radiação. Se a taxa de absorção de radiação for maior que a taxa de emissão de radiação, diz-se que a superfície está *ganhando* energia por radiação. Caso contrário, diz-se que a superfície está *perdendo* energia por radiação. Em geral, a determinação da taxa líquida de transferência de calor por radiação entre duas superfícies é uma questão complicada, pois depende de propriedades das superfícies, da orientação entre as duas e da influência do meio entre as superfícies. Entretanto, no caso especial de uma superfície relativamente pequena de emissividade ε e área de superfície A, a temperatura *absoluta* T_s, completamente envolta por uma superfície de dimensões muito maiores à temperatura *absoluta* T_{viz} separada por um gás (como o ar) que não intervém na radiação (ou seja, a quantidade de radiação emitida, absorvida ou espalhada pelo meio é desprezível), a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre essas duas superfícies (Fig. 2–76) é determinada por

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{\text{viz}}^4) \qquad \text{(W)} \tag{2–57}$$

Nesse caso especial, a emissividade e a área da superfície que envolve o corpo não têm nenhum efeito sobre a transferência líquida de calor por radiação.

TABELA 2–4

Emissividade de alguns materiais a 300 K

Material	Emissividade
Folha de alumínio	0,07
Alumínio anodizado	0,82
Cobre polido	0,03
Ouro polido	0,03
Prata polida	0,02
Aço inoxidável polido	0,17
Tinta preta	0,98
Tinta branca	0,90
Papel branco	0,92–0,97
Pavimentação de asfalto	0,85–0,93
Tijolo vermelho	0,93–0,96
Pele humana	0,95
Madeira	0,82–0,92
Solo	0,93–0,96
Água	0,96
Vegetação	0,92–0,96

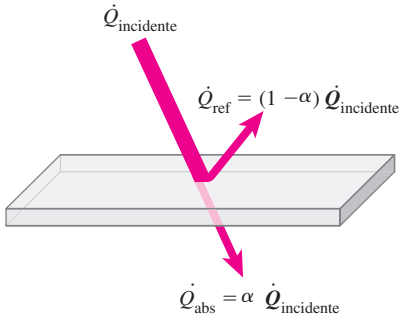


FIGURA 2–75 A absorção da radiação incidente em uma superfície opaca de absortividade α.

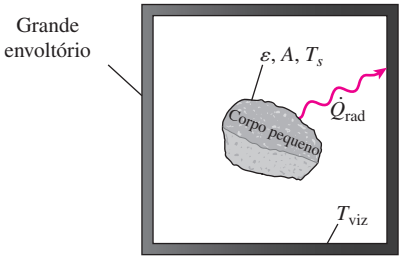


FIGURE 2–76 A transferência de calor por radiação entre um corpo e as superfícies internas de um envoltório muito maior.

EXEMPLO 2–19 Transferência de calor de uma pessoa

Considere uma pessoa em pé em uma sala ventilada a 20 °C. Determine a taxa total da transferência de calor dessa pessoa considerando que a área da superfície exposta e a temperatura média da superfície exterior da pessoa são de 1,6 m^2 e 29 °C, respectivamente, e o coeficiente de transferência de calor por convecção é de 6 W/m^2·°C (Fig. 2–77).

SOLUÇÃO Uma pessoa está em pé em uma sala ventilada. A taxa total na qual o calor é transferido dessa pessoa deve ser determinada.

Hipóteses **1** A emissividade e o coeficiente de transferência do calor são constantes e uniformes. **2** A condução de calor pelos pés é desprezível. **3** A perda de calor por evaporação é desprezível.

Análise A transferência de calor entre a pessoa e o ar da sala será por convecção (em vez de condução), uma vez que é possível que o ar próximo à pele ou à roupa da pessoa se aqueça e suba como resultado da transferência de calor do corpo, iniciando

(*continua*)

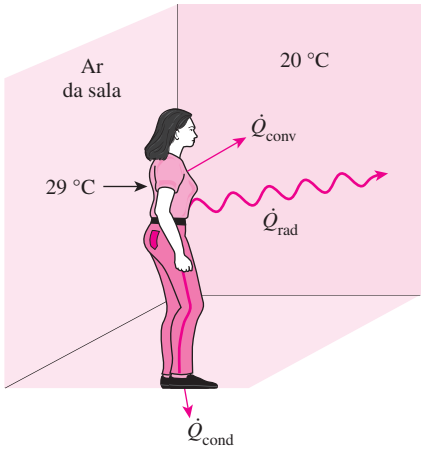


FIGURA 2–77 Transferência de calor da pessoa descrita no Exemplo 2–19.

(continuação)

correntes de convecção natural. O valor determinado experimentalmente para a taxa de transferência de calor por convecção nesse caso é de 6 W por unidade de área de superfície (m^2) por unidade de diferença de temperatura (em K ou °C) entre a pessoa e o ar distante dela. Assim, a taxa de transferência de calor por convecção, da pessoa para o ar da sala, é (Eq. 2–53)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{conv} &= hA(T_s - T_f)\\ &= (6\ \text{W/m}^2\cdot{}^\circ\text{C})(1{,}6\ \text{m}^2)(29 - 20)\ {}^\circ\text{C}\\ &= 86{,}4\ \text{W}\end{aligned}$$

A pessoa também perderá calor por radiação para as superfícies das paredes vizinhas. Para simplificarmos, supomos que a temperatura das superfícies das paredes, do teto e do piso sejam iguais à temperatura do ar, mas reconhecemos que isso pode não ser o caso. Essas superfícies podem estar a uma temperatura mais alta ou mais baixa que a temperatura média do ar da sala, dependendo das condições externas e da estrutura das paredes. Considerando que o ar não intervém na radiação e que a pessoa está completamente envolta pelas superfícies vizinhas, a taxa líquida da transferência de calor por radiação da pessoa para as paredes vizinhas, teto e piso (Eq. 2–57) é

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4)\\ &= (0{,}95)(5{,}67\times10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(1{,}6\ \text{m}^2)\times[(29+273)^4 - (20+273)^4]\text{K}^4\\ &= 81{,}7\ \text{W}\end{aligned}$$

Observe que devemos usar temperaturas *absolutas* nos cálculos de radiação. Observe também que usamos o valor de emissividade para a pele e a roupa à temperatura ambiente, uma vez que a emissividade não deve mudar de forma significativa a uma temperatura ligeiramente mais alta. Dessa forma, a taxa de transferência de calor total do corpo é determinada pela soma dessas duas quantidades

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = 86{,}4 + 81{,}7 = \mathbf{168{,}1\ W}$$

A transferência de calor seria muito mais alta se a pessoa não estivesse vestida, uma vez que a temperatura da superfície exposta seria mais alta. Portanto, uma função importante das roupas é servir como barreira contra a transferência de calor.

Discussão Nos cálculos anteriores, a transferência de calor por condução através dos pés para o piso, que normalmente é muito pequena, foi desprezada. A transferência de calor da pele por transpiração, que é o modo dominante de transferência de calor em ambientes quentes, não foi considerada aqui.

RESUMO

A soma de todas as formas de energia de um sistema é chamada de *energia total,* que consiste nas energias interna, cinética e potencial nos sistemas compressíveis simples. A *energia interna* representa a energia molecular de um sistema e pode existir nas formas sensível, latente, química e nuclear. O *fluxo de massa* $\dot{m}$ é definido como a quantidade de massa que escoa energia de uma seção transversal por unidade de tempo. Ele está relacionado à *vazão volumétrica* $\dot{V}$, que é o volume de fluido escoando através de uma seção transversal por unidade de tempo,

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = \rho A_c V_{med}$$

O fluxo de energia associado a um fluido escoando com um fluxo $\dot{m}$ é

$$\dot{E} = \dot{m}e$$

que é análogo a $E = me$.

A *energia mecânica* é definida como a *forma de energia que pode ser convertida completa e diretamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico, como uma turbina ideal* (por exemplo). Ela é expressa na unidade de massa e na forma de taxa como

$$e_{\text{mec}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz$$

e

$$\dot{E}_{\text{mec}} = \dot{m}e_{\text{mec}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right)$$

onde P/ρ é a *energia de pressão*, $V^2/2$ é a *energia cinética* e gz é a *energia potencial* do fluido por unidade de massa.

A energia pode cruzar as fronteiras de um sistema fechado na forma de calor ou trabalho. Em volumes de controle, a energia também pode ser transportada pela massa. Se a transferência de energia é devida a uma diferença de temperatura entre um sistema fechado e sua vizinhança, ela é *calor*; caso contrário, ela é *trabalho*.

O trabalho é a energia transferida quando uma força age sobre um sistema ao longo de uma distância. Várias formas de trabalho são expressas desta maneira:

Trabalho elétrico: $W_{\text{eletr}} = \mathbf{V}I\ \Delta t$

Trabalho de eixo: $W_{\text{eixo}} = 2\pi n\mathrm{T}$

Trabalho realizado contra uma mola: $W_{\text{mola}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2)$

A *primeira lei da termodinâmica* é essencialmente uma expressão do princípio de conservação da energia, também chamado de *balanço de energia*. Os balanços de massa e energia na forma geral para *qualquer sistema* passando por *qualquer processo* são expressos como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{pelo calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \quad \text{(kJ)}$$

Ele também pode ser expresso na forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida}\\ \text{transferida por calor, trabalho}\\ \text{e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \quad \text{(kW)}$$

As eficiências dos vários dispositivos podem ser definidas como

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{mec, fluido}}}{\dot{W}_{\text{eixo, ent}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba, }u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}}$$

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo, sai}}}{|\Delta\dot{E}_{\text{mec, fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina, extr}}}$$

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Saída de potência mecânica}}{\text{Entrada de potência elétrica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo, sai}}}{\dot{W}_{\text{eletr, ent}}}$$

$$\eta_{\text{gerador}} = \frac{\text{Saída de potência elétrica}}{\text{Entrada de potência mecânica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eletr, sai}}}{\dot{W}_{\text{eixo, ent}}}$$

$$\eta_{\text{bomba-motor}} = \eta_{\text{bomba}}\eta_{\text{motor}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{mec, fluido}}}{\dot{W}_{\text{eletr, ent}}}$$

$$\eta_{\text{turbina-ger}} = \eta_{\text{turbina}}\eta_{\text{gerador}} = \frac{\dot{W}_{\text{eletr, sai}}}{|\Delta\dot{E}_{\text{mec, fluido}}|}$$

A conversão da energia de uma forma para outra está frequentemente associada a efeitos adversos para o meio ambiente, e o impacto ambiental deve ser uma consideração importante na conversão e utilização da energia.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. ASHRAE. *Handbook of Fundamentals*. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. Y. A. Çengel. "An Intuitive and Unified Approach to Teaching Thermodynamics." ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Atlanta, Geórgia, AES-Vol. 36, pp. 251-260, November 17-22, 1996.

PROBLEMAS*

Formas de energia

2–1C Qual é a diferença entre as formas de energia macroscópica e microscópica?

2–2C O que é energia total? Identifique as diferentes formas de energia que constituem a energia total.

2–3C Como o calor, a energia interna e a energia térmica se relacionam entre si?

2–4C O que é energia mecânica? Em que ela difere da energia térmica? Quais são as formas de energia mecânica presentes no escoamento de um fluido?

2–5C O gás natural, que é em grande parte constituído de metano, CH_4, é um combustível e uma grande fonte de energia. Podemos dizer o mesmo sobre o gás hidrogênio, H_2?

2–6E Calcule a energia cinética total de um objeto (em Btu) com uma massa de 15 lbm, considerando que a sua velocidade é de 100 pés/s.

Resposta: 3,0 Btu

2–7 Calcule a energia cinética total, em kJ, de um objeto cuja massa é de 100 kg e cuja velocidade é de 20 m/s.

2–8E A energia potencial específica de um objeto com relação a um nível de referência é dada por gz, onde g é a aceleração gravitacional local e z é a altura do objeto acima da referência. Determine a energia potencial específica, em Btu/lbm, de um objeto 100 pés acima da referência, em um local onde $g = 32{,}1$ pés/s^2.

2–9E Calcule a energia potencial total de um objeto (em Btu) com uma massa de 200 lbm, considerando que ele está 10 pés acima de um nível-referência, em um local onde a aceleração gravitacional é padrão.

2–10 Calcule a energia potencial total, em kJ, de um objeto de massa 20 kg, considerando que ele está localizado 20 m abaixo de um nível de referência em um local onde $g = 9{,}5$ m/s^2.

2–11 Uma pessoa toma um elevador no nível do saguão de um hotel carregando uma mala de 30 kg e desloca-se para o 10º andar, que está 35 m acima. Determine a quantidade de energia consumida pelo motor do elevador que agora está armazenada na mala.

2–12 Potência elétrica deve ser gerada pela instalação de um conjunto gerador-turbina hidráulica em um local 160 m abaixo da superfície livre de um grande reservatório capaz de fornecer água a um fluxo constante de 3.500 kg/s. Determine o potencial para geração de potência.

2–13 Em um determinado local, o vento tem a velocidade constante de 10 m/s. Determine a energia mecânica do ar por unidade de massa e o potencial para geração de potência de uma turbina eólica com pás de 60 m de diâmetro naquele local. Considere a densidade do ar 1,25 kg/m^3.

2–14 Um jato d'água que sai de um bocal a 60 m/s com um fluxo de 120 kg/s deve ser usado para gerar potência atingindo baldes localizados no perímetro de uma roda d'água. Determine o potencial para geração de potência desse jato d'água.

2–15 Dois locais estão sendo considerados para geração de energia eólica. No primeiro local, o vento sopra a 7 m/s durante 3.000 horas por ano, enquanto no segundo local o vento sopra a 10 m/s durante 2.000 horas por ano. Considerando, por questões de simplicidade, que a velocidade do vento seja desprezível no restante do ano para os dois casos, determine qual é o melhor local para a geração de potência. *Dica:* Observe que o fluxo de massa do ar é proporcional à velocidade do vento.

2–16 Um rio que escoa a uma vazão constante de 175 m^3/s é considerado para a geração de energia hidrelétrica. É decidido que uma barragem pode ser construída para coletar água e liberá-la mediante uma diferença de altura de 80 m para gerar energia. Determine qual a potência que pode ser gerada com a água desse rio após o preenchimento da barragem.

2–17 Considere um rio escoando em direção a um lago com uma velocidade média de 3 m/s a uma vazão de 500 m^3/s em um local 90 m acima da superfície do lago. Determine a energia mecânica total da água do rio por unidade de massa e o potencial para geração de potência do rio naquele local.

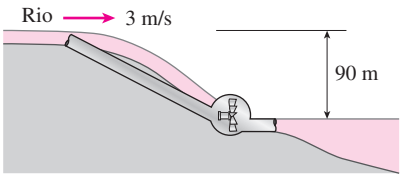


FIGURA P2–17

Transferência de energia por calor e trabalho

2–18C Sob quais formas a energia pode atravessar as fronteiras de um sistema fechado?

2–19C Quando a energia que atravessa as fronteiras de um sistema fechado é calor e quando ela é trabalho?

2–20C O que é um processo adiabático? O que é um sistema adiabático?

2–21C O que são as funções de ponto e de trajetória? Dê alguns exemplos.

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

2–22C Considere um automóvel viajando a uma velocidade constante ao longo de uma estrada. Determine os sentidos das interações de calor e trabalho considerando os seguintes sistemas: (*a*) o radiador do carro, (*b*) o motor do carro, (*c*) as rodas do carro, (*d*) a estrada, e (*e*) o ar em torno do carro.

2–23C O comprimento de uma mola pode ser alterado por (*a*) aplicação de uma força ou (*b*) mudando a sua temperatura (ou seja, expansão térmica). Que tipo de interação de energia entre o sistema (mola) e a vizinhança é necessária para alterar o comprimento da mola, considerando esses dois métodos anteriores?

2–24C Considere um refrigerador elétrico localizado em uma sala. Determine os sentidos das interações de trabalho e calor (entrando ou saindo) para os seguintes sistemas: (*a*) o conteúdo do refrigerador, (*b*) todas as partes do refrigerador, incluindo o seu conteúdo e (*c*) tudo contido dentro da sala durante um dia de inverno.

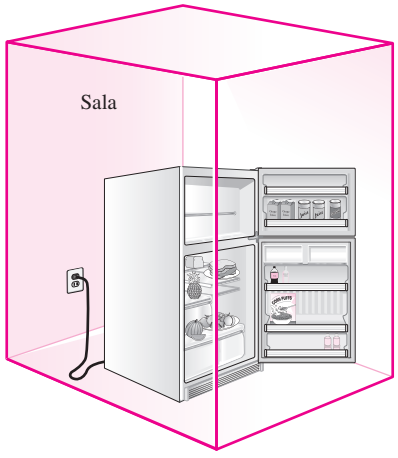


FIGURA P2–24C

2–25C Um computador pessoal deve ser analisado do ponto de vista termodinâmico. Determine os sentidos das interações de trabalho e das transferências de calor (entrando ou saindo) para os seguintes sistemas: (*a*) o teclado, (*b*) o monitor, (*c*) a unidade de processamento, e (*d*) todos esses, considerados como o sistema.

2–26 Um pequeno motor elétrico produz 5 W de potência mecânica. A qual valor equivale essa energia nas unidades (*a*) N, m e s; e (*b*) kg, m e s?

Respostas: (*a*) 5 N·m/s; (*b*) 5 kg·m^2/s^3

2–27E Um modelo de aeronave de motor de combustão interna produz 10 W de potência. Quanto é essa energia em (*a*) lbf·pé/s e (*b*) hp?

Formas mecânicas de trabalho

2–28C Um automóvel é acelerado do repouso a 85 km/h em 10 s. A energia transferida para o automóvel seria diferente se ele fosse acelerado à mesma velocidade em 5 s?

2–29 Determine a energia necessária para acelerar um automóvel de 800 kg do repouso a 100 km/h em uma estrada plana.

Resposta: 309 kJ

2–30E Um guindaste de construção levanta uma viga de concreto armado que pesa três toneladas a partir do solo até o topo de pilares que estão 24 pés acima do solo. Determine a quantidade de trabalho realizado considerando (*a*) a viga e (*b*) o guindaste como o sistema. Expresse suas respostas em lbf·pé e Btu.

2–31E Um homem que pesa 180 lbf está empurrando um carrinho que pesa 100 lbf com o seu conteúdo até uma rampa que está inclinada a um ângulo de 10° em relação à horizontal. Considerando (*a*) o homem e (*b*) o carrinho e o seu conteúdo como o sistema, determine o trabalho necessário para o deslocamento ao longo dessa rampa, por uma distância de 100 pés. Expresse suas respostas em lbf·pé e Btu.

FIGURA P2–31E

© The McGraw-Hill Companies, Inc./Lars A. Niki, fotógrafo.

2–32E Uma força F necessária para comprimir uma mola a uma distância x é dada por $F - F_0 = kx$, onde k é a constante da mola e F_0 é a pré-carga. Determine o trabalho necessário para comprimir a mola, cuja constante de mola é $k = 200$ lbf/pol, distante de uma polegada a partir do seu comprimento livre, onde $F_0 = 0$ lbf. Expresse sua resposta em lbf·pé e Btu.

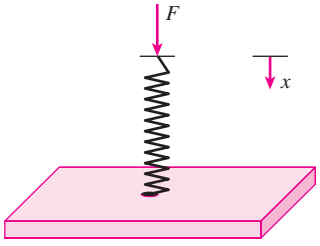


FIGURA P2–32E

2–33E Uma bolha de sabão esférica com uma tensão superficial de 0,005 lbf/pé é expandida a partir de um diâmetro de 0,5 para 2,0 pol. Quanto trabalho, em Btu, é exigido para expandir essa bolha?

Resposta: 2,11 × 10^{-6} Btu

2–34E Uma barra de aço inoxidável com 12 pol de comprimento, 0,5 pol de diâmetro e com módulo de Young de 30.000 lbf/pol^2 é esticada 0,125 pol. Quanto trabalho isso exige, em Btu? O trabalho de elongação é dado por $W = \frac{V_0 E}{2}(\varepsilon_2^2 - \varepsilon_1^2)$, onde V_0 é o volume original do sólido, E é o módulo de Young e ε é a elongação no início e no fim do processo.

2–35E Uma mola cuja constante de mola é de 200 lbf/pol tem uma força inicial de 100 lbf agindo sobre ela. Determine o trabalho, em Btu, necessário para comprimi-la mais uma polegada.

2–36 Determine o trabalho necessário em kJ para comprimir uma mola linear com uma constante elástica de 3 kN/cm em 3 cm a partir de sua posição de equilíbrio.

2–37 Um teleférico de esqui tem um comprimento de 1 km e uma diferença de altura vertical de 200 m. O espaço entre as cadeiras é de 20 m, e cada cadeira acomoda três pessoas. O teleférico opera a uma velocidade constante de 10 km/h. Desprezando o atrito e o arrasto aerodinâmico, e supondo que a massa média de cada cadeira carregada seja de 250 kg, determine a potência necessária para operar esse teleférico. Estime também a potência necessária para acelerar esse teleférico até sua velocidade de operação em 5 s (depois de ligado).

2–38 Determine a potência necessária para que um automóvel de 1.150 kg suba uma estrada em aclive de 100 m de comprimento com uma inclinação de 30° (com a horizontal) em 12 s (*a*) a uma velocidade constante, (*b*) do repouso a uma velocidade final de 30 m/s e (*c*) de 35 m/s até uma velocidade final de 5 m/s. Despreze o atrito, o arrasto aerodinâmico e a resistência ao rolamento.

Respostas: (*a*) 47,0 kW; (*b*) 90,1 kW; (*c*) −10,5 kW

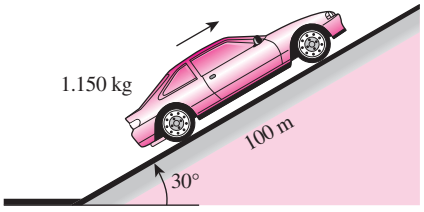


FIGURA P2–38

2–39 Um automóvel quebrado que pesa 1.200 kg está sendo guinchado por um caminhão. Desprezando o atrito, o arrasto aerodinâmico e a resistência ao rolamento, determine a potência extra necessária (*a*) para manter uma velocidade constante em uma estrada plana, (*b*) para obter uma velocidade constante de 50 km/h em uma estrada com 30º de aclive (com a horizontal) e (*c*) para acelerar em uma estrada plana do repouso a 90 km/h em 12 s.

Respostas: (*a*) 0; (*b*) 81,7 kW; (*c*) 31,3 kW

Primeira lei da termodinâmica

2–40C Para um ciclo, o trabalho líquido tem de ser necessariamente zero? Em quais tipos de sistemas isso acontece?

2–41C Quais são os diferentes mecanismos para transferir energia de ou para um volume de controle?

2–42C Em um dia quente de verão, um estudante liga seu ventilador ao sair de seu quarto pela manhã. Ao retornar à noite, o quarto estará mais quente ou mais frio do que os cômodos vizinhos? Por quê? Considere que todas as portas e janelas foram mantidas fechadas.

2–43E Uma maneira de melhorar a eficiência do combustível de um veículo é a utilização de pneus que têm uma menor resistência ao rolamento – pneus que rolam com menor resistência –; testes realizados em estradas, a uma velocidade de 65 mph, mostraram que pneus com uma menor resistência ao rolamento podem melhorar a eficiência do combustível em cerca de 2 mpg (milhas por galão). Considere um carro que recebe 35 mpg nos pneus de alta resistência ao rolamento e roda 15.000 milhas por ano. Para um custo de combustível de US$ 2,20/gal, determine quanto dinheiro será economizado por ano com a utilização de pneus de baixa resistência ao rolamento.

2–44 Um sistema fechado adiabático é acelerado a partir de 0 m/s até 30 m/s. Determine a variação da energia específica desse sistema, em kJ/kg.

2–45 Um sistema fechado adiabático é elevado em 100 m em um local onde a aceleração da gravidade é de 9,8 m/s^2. Determine a variação da energia desse sistema, em kJ/kg.

2–46E Uma bomba de água aumenta a pressão da água de 10 psia para 50 psia. Determine a potência necessária, em hp, para bombear 1,2 pés^3/s de água. A temperatura da água na entrada do tubo tem algum efeito significativo sobre o fluxo de potência requerida?

Resposta: 12,6 hp

2–47 Uma sala de aula para 40 pessoas deve ser climatizada por meio de aparelhos de condicionamento de ar com capacidade de resfriamento de 5 kW. Considera-se que uma pessoa parada dissipe calor a uma taxa de aproximadamente 360 kJ/h. Existem 10 lâmpadas incandescentes na sala, cada uma com uma capacidade nominal de 100 W. A taxa de transferência de calor para a sala através das paredes e das janelas é estimada em 15.000 kJ/h. Para que o ar da sala seja mantido à temperatura constante de 21 ºC, determine o número de aparelhos de condicionamento de ar necessários.

Resposta: 2 unidades

2–48 As necessidades de iluminação de um depósito estão sendo atendidas com seis conjuntos de lâmpadas fluorescentes, sendo que cada conjunto contém quatro lâmpadas de 60 W cada. As lâmpadas permanecem acesas das 6 às 18 horas durante os 365 dias do ano. No momento, utiliza-se o depósito a uma média de três horas por dia. Considerando que o preço da eletricidade é de US$ 0,08/kWh, determine a quantidade de energia e o dinheiro economizado como resultado da instalação de sensores de movimento. Determine também o período de recuperação do investimento, considerando que o preço de compra do sensor é de US$ 32 e que foi necessária uma hora para a sua instalação ao custo de US$ 40.

2–49 O *campus* de uma universidade tem 200 salas de aula e 400 escritórios administrativos. As salas de aula estão equipadas com 12 lâmpadas fluorescentes, cada um consumindo 110 W, incluindo a eletricidade usada pelos blocos de alimentação. Os escritórios administrativos têm, em média, a metade desse número de lâmpadas. O *campus* fica aberto 240 dias por ano. As salas de aula e os escritórios administrativos não são ocupados durante quatro horas por dia (em média), mas as luzes são mantidas acesas. Considerando que o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,082/kWh, determine quanto o *campus* economizará em um ano – observando ainda que as luzes das salas de aula e dos escritórios são desligadas nos períodos em que não são usadas.

2–50 Considere uma sala que inicialmente esteja à temperatura externa de 20 ºC. A sala contém uma lâmpada incandescente de

100 W, um aparelho de TV de 110 W, um refrigerador de 200 W e um ferro elétrico de 1.000 W. Supondo não haver nenhuma transferência de calor através das paredes, determine a taxa de aumento da quantidade de energia da sala quando todos esses dispositivos elétricos estão ligados.

2–51 Um ventilador deve acelerar ar parado até a velocidade de 8 m/s a uma taxa de 9 m^3/s. Determine a potência mínima que deve ser fornecida ao ventilador. Suponha que a densidade do ar seja de 1,18 kg/m^3.

Resposta: 340 W

2–52E Considere um ventilador localizado em um duto quadrado de 3 pés × 3 pés. Velocidades em vários pontos na saída são medidas e a velocidade do fluxo médio é determinada em 22 pés/s. Tomando a densidade do ar a 0,075 $lbm/pé^3$, estime o consumo de energia elétrica mínimo do motor do ventilador.

2–53 A força motriz para o escoamento de fluidos é a diferença de pressão, e uma bomba opera elevando a pressão de um fluido (convertendo o trabalho mecânico de eixo em energia de escoamento). O consumo de energia elétrica de uma bomba de gasolina em operação é de 3,8 kW. Considerando que a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba é de 7 kPa e as variações da velocidade e altura são desprezíveis, determine a máxima vazão volumétrica possível de gasolina.

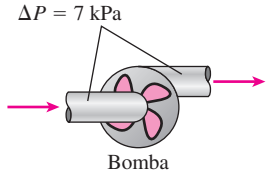


FIGURA P2–53

2–54 Uma escada rolante de um centro comercial foi projetada para transportar 30 pessoas com 75 kg cada, à velocidade constante de 0,8 m/s e inclinação de 45°. Determine a potência mínima necessária para mover essa escada rolante. Qual seria a resposta caso a velocidade da escada precisasse ser duplicada?

2–55 Um automóvel movendo-se através do ar faz com que a velocidade do ar (medida em relação ao carro) diminua e preencha um canal de fluxo maior. Um automóvel tem uma área de canal de fluxo efetivo de 3 m^2. O carro está viajando a 90 km/h em um dia em que a pressão barométrica é de 70 cm de mercúrio e a temperatura é de 20 °C. Atrás do carro, a velocidade do ar (em relação ao carro) é medida em 82 km/h, e a temperatura é de 20 °C. Determine a potência necessária para mover o carro através do ar e a área do canal de fluxo efetivo por trás do carro.

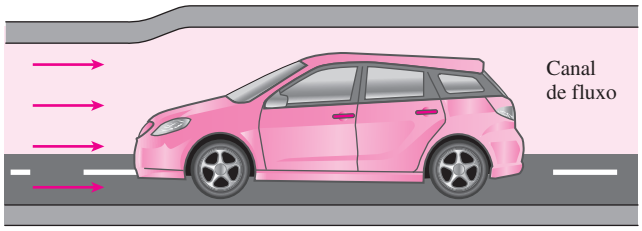


FIGURA P2–55

Eficiências de conversão de energia

2–56C O que é eficiência mecânica? O que significa uma eficiência mecânica de 100% para uma turbina hidráulica?

2–57C Como é definida a eficiência combinada de uma moto-bomba constituída por uma bomba e um motor? A eficiência combinada da moto-bomba pode ser maior do que a eficiência individual da bomba ou do motor?

2–58C Defina eficiência da turbina, do gerador e a eficiência combinada do turbo-gerador.

2–59C A eficiência combinada do turbo-gerador pode ser maior que a eficiência individual da turbina ou do gerador? Explique.

2–60 Considere um aquecedor elétrico de 24 kW em uma área na qual os custos unitários da eletricidade e do gás natural são de US$ 0,10/kWh e US$ 1,20/therm (1 therm = 105.500 kJ), respectivamente. Pode-se considerar uma eficiência de 73% para os aquecedores elétricos e uma eficiência de 38% para os aquecedores a gás. Determine a taxa de consumo de energia e o custo unitário da energia utilizada pelos aquecedores.

2–61 Um motor de 75 hp (potência de eixo) que possui uma eficiência de 91% está desgastado e será substituído por um motor de alta eficiência com 75 hp e eficiência de 95,4%. Determine a redução do ganho de calor da sala devido à maior eficiência sob condições de plena carga.

2–62 Um automóvel elétrico de 90 hp (potência de eixo) é movido por um motor elétrico montado no compartimento do motor. Considerando que o motor tem uma eficiência média de 91%, determine a taxa com a qual o calor é transferido do motor ao compartimento em plena carga.

2–63 Um motor de 75 hp (potência de eixo) que possui uma eficiência de 91% está desgastado e deve ser substituído por um motor de alta eficiência com 95,4% de eficiência. O motor opera 4.368 horas por ano com um fator de carga de 0,75. Sendo o custo da eletricidade US$ 0,08/kWh, determine a quantidade de energia e o dinheiro economizado em decorrência da instalação do motor de alta eficiência em vez do motor padrão. Da mesma forma, determine o período de recuperação do investimento, considerando que os preços de compra dos motores padrão e de alta eficiência equivalem a US$ 5.449 e US$ 5.520, respectivamente.

2–64E Os requisitos de vapor de uma fábrica estão sendo atendidos por uma caldeira cuja potência térmica nominal é de 5,5 × 10^6 Btu/h. A eficiência de combustão da caldeira é medida em 0,7 por um analisador de gás portátil. Após o ajuste da caldeira, a eficiência de combustão aumenta para 0,8. A caldeira opera 4.200 horas por ano de forma intermitente. Tomando o custo unitário de energia de US$ 4,35/10^6 Btu, determine a energia anual e redução de custos como resultado do ajuste da caldeira.

2–65E Reconsidere o Prob. 2–64E. Utilizando o EES (ou outro programa), estude os efeitos do custo unitário

da energia, a nova eficiência de combustão sobre a energia anual e a economia de custos. Faça a eficiência variar entre 0,7 a 0,9, e o custo unitário, de US$ 4 a US$ 6 por milhão de Btu. Trace a energia anual e a redução de custos contra a eficiência de custos unitários de US$ 4, US$ 5 e US$ 6 por milhão de Btu e discuta os resultados.

2–66 Uma sala de ginástica tem oito aparelhos de levantamento de peso sem motores e quatro esteiras, cada uma equipada com um motor de 2,5 hp (potência de eixo). Os motores operam com um fator de carga médio de 0,7, para o qual sua eficiência é de 0,77. Durante o horário noturno de pico, todos os 12 equipamentos de exercício são utilizados continuamente, e também há duas pessoas fazendo exercícios leves enquanto aguardam na fila para usar um dos equipamentos. Considerando que a taxa média de dissipação de calor das pessoas em uma sala de ginástica seja de 525 W, determine a taxa de ganho de calor da sala de ginástica decorrente da presença das pessoas e o funcionamento dos equipamentos durante o horário de pico.

2–67 Uma sala é refrigerada pela circulação de água gelada por um trocador de calor nela localizado. Ar é circulado no trocador de calor por um ventilador de 0,25 hp (potência de eixo). A eficiência típica dos motores elétricos pequenos que movem um equipamento de 0,25 hp é de 54%. Determine a taxa com a qual o calor é fornecido à sala pelo motor do ventilador.

2–68 A água em um grande lago é utilizada para gerar eletricidade por meio da instalação de um turbo-gerador hidráulico em uma localização onde a profundidade da água é de 50 m (Fig. 2–62). A água é fornecida a uma taxa de 5.000 kg/s. Considerando que a energia elétrica gerada é medida em 1.862 kW e a eficiência do gerador é de 95%, determine (*a*) a eficiência global do turbo-gerador, (*b*) a eficiência mecânica da turbina e (*c*) a potência de eixo fornecida pela turbina ao gerador.

2–69 Em determinado local, o vento sopra a uma velocidade constante de 7 m/s. Determine a energia mecânica do ar por unidade de massa e o potencial para geração de potência de uma turbina eólica com pás de 80 m de diâmetro naquele local. Determine também a geração real de potência elétrica, considerando uma eficiência global de 30%. Suponha que a densidade do ar seja de 1,25 kg/m^3.

2–70 Reconsidere o Prob. 2–69. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da velocidade do vento e o diâmetro (envergadura) das pás sobre a geração de energia eólica. Varie a velocidade de 5 m/s a 20 m/s com incrementos de 5 m/s, e o diâmetro de 20 m a 120 m com incrementos de 20 m. Apresente os resultados em forma de tabela e discuta seu significado.

2–71 Água é bombeada de um lago para um tanque de armazenamento 20 m acima com uma vazão de 70 L/s, consumindo 20,4 kW de energia elétrica. Desprezando as perdas por atrito nos tubos e todas as variações de energia cinética, determine (*a*) a eficiência global da moto-bomba e (*b*) a diferença de pressão entre a entrada e a saída da bomba.

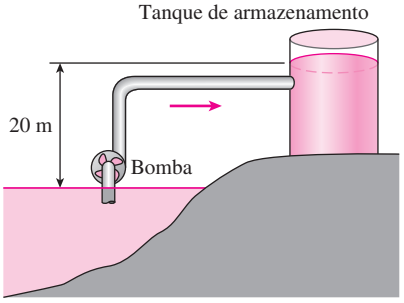


FIGURA P2–71

2–72 Grandes turbinas eólicas com pás de envergadura de mais de 100 m estão disponíveis para a geração de energia elétrica. Considere uma turbina eólica com pás de envergadura de 100 m instalada em um local sujeito a ventos constantes de 8 m/s. Considerando que a turbina eólica tem uma eficiência global de 32% e a densidade do ar é de 1,25 kg/m^3, determine a potência elétrica gerada por essa turbina. Da mesma forma, considerando ventos constantes de 8 m/s durante um período de 24 horas, determine a quantidade de energia elétrica e a receita geradas por dia para um preço unitário de eletricidade equivalente a US$ 0,06/kWh.

2–73E Uma bomba de água fornece 6 hp de potência de eixo quando está em operação. Considerando que a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba é de 1,2 psi, e observando ainda que a taxa de fluxo é de 15 pés^3/s e as mudanças na velocidade e altitude são desprezíveis, determine a eficiência mecânica dessa bomba.

2–74 Água é bombeada de um reservatório mais baixo para um reservatório mais alto por uma bomba que fornece 20 kW de potência de eixo. A superfície livre do reservatório superior está 45 m acima daquela do reservatório inferior. Considerando que a vazão da água é de 0,03 m^3/s, determine a potência mecânica convertida em energia térmica durante esse processo devido aos efeitos do atrito.

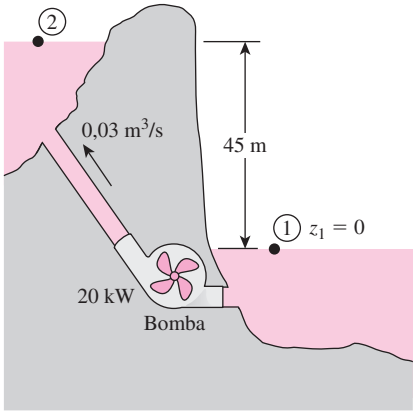


FIGURA P2–74

2–75 A água a montante de Hoover Dam, em Nevada, está 206 m acima do Rio Colorado. A que taxa deve passar a água pelas turbinas hidráulicas dessa barragem para produzir 100 MW de potência considerando as turbinas são 100% eficientes?

FIGURA P2–75

Foto por Lynn Betts, USDA Natural Resources Conservation Service.

2–76 Uma bomba de óleo consome 35 kW de potência elétrica para bombear óleo com $\rho = 860$ kg/m^3 a uma vazão de 0,1 m^3/s. Os diâmetros dos tubos de entrada e saída são de 8 cm e de 12 cm, respectivamente. Considerando que o aumento da pressão do óleo na bomba é de 400 kPa e a eficiência do motor corresponde a 90%, determine a eficiência mecânica da bomba.

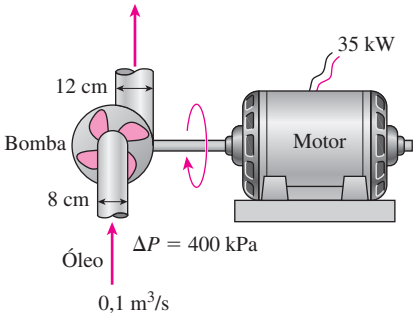


FIGURA P2–76

2–77E Uma bomba cuja eficiência é de 80% e a potência de entrada corresponde a 20 hp está bombeando água a partir de um lago para um reservatório próximo a uma taxa de 1,5 pés^3/s por um tubo de diâmetro constante. A superfície livre do reservatório está a 80 pés acima do lago. Determine a potência mecânica utilizada para superar os efeitos de atrito na tubulação.

Resposta: 2,37 hp

2–78 Uma turbina eólica gira a 15 rpm sob ventos estáveis que sopram ao longo da turbina a uma taxa de 42.000 kg/s. A velocidade da ponta da pá da turbina é de 250 km/h. Considerando que a turbina produz 180 kW de potência, determine (*a*) a velocidade média do ar e (*b*) a eficiência de conversão da turbina. Considere a densidade do ar 1,31 kg/m^3.

Energia e ambiente

2–79C Como a conversão de energia afeta o meio ambiente? Quais são os principais elementos químicos que poluem o ar? Qual é a fonte primária desses poluentes?

2–80C O que é *smog*? Em que ele consiste? Como se forma o ozônio no nível do solo? Quais são os efeitos adversos do ozônio sobre a saúde humana?

2–81C O que é chuva ácida? Por que ela é chamada de "chuva"? Como os ácidos se formam na atmosfera? Quais são os efeitos adversos da chuva ácida para o meio ambiente?

2–82C Por que o monóxido de carbono é um perigoso poluente do ar? Como ele afeta a saúde humana em níveis baixo e alto?

2–83C O que é efeito estufa? Como o excesso de CO_2 na atmosfera pode causar o efeito estufa? Quais são as consequências de longo prazo do efeito estufa? Como podemos combater esse problema?

2–84E Um Ford Taurus dirigido 15.000 milhas por ano usará cerca de 715 galões de gasolina em comparação a um Ford Explorer que usaria 940 galões. Aproximadamente 19,7 lbm de CO_2, que provoca o aquecimento global, são liberados para a atmosfera quando um galão de gasolina é queimado. Determine a quantidade extra de produção de CO_2 pela qual um motorista será responsável durante um período de cinco anos caso ele troque seu Taurus por um Explorer.

2–85 Quando um hidrocarboneto combustível é queimado, quase todo o carbono presente no combustível é completamente queimado para formar o CO_2 (dióxido de carbono), que é o principal gás causador do efeito estufa e, portanto, da mudança climática global. Em média, 0,59 kg de CO_2 é produzido para cada kWh de eletricidade gerado por uma usina que queima gás natural. Um refrigerador doméstico novo típico utiliza cerca de 700 kWh de eletricidade por ano. Determine a quantidade de CO_2 produzida pelos refrigeradores de uma cidade com 300.000 domicílios.

2–86 Repita o Prob. 2–85 supondo que a eletricidade seja produzida por uma usina geradora que queima carvão. A produção média de CO_2 nesse caso é de 1,1 kg por kWh.

2–87E Considere uma família que usa 11.000 kWh de eletricidade por ano e 1.500 galões de óleo combustível durante o *heating season*.* A quantidade média de CO_2 produzido é 26,4 lbm/galão de óleo combustível e 1,54 lbm/kWh de eletricidade. Considerando que essa família reduz o óleo e uso da eletricidade em 15% como resultado da implementação de algumas medidas de conservação de energia, determine a redução da quantidade de emissões de CO_2 por essa família por ano.

2–88 Um automóvel típico que percorre anualmente 20.000 km emite para a atmosfera cerca de 11 kg por ano de NO*x* (óxidos de nitrogênio), que causam o *smog* nas áreas mais habitadas. O gás natural queimado em um forno emite cerca de 4,3 g de NO*x* por therm (1 therm = 105.500 kJ), e usinas geradoras de energia elétrica emitem cerca de 7,1 g de NO*x* por kWh de eletricidade produzida. Considere um domicílio que tenha dois automóveis, os quais consomem 9.000 kWh de eletricidade e 1.200 therms de gás natural. Determine a quantidade de emissões anuais de NO*x* para a atmosfera pelas quais esse domicílio é responsável.

---

* N. de T.: Período de início do outono para a primavera (no hemisfério norte) durante o qual calor adicional é necessário para manter a temperatura de uma casa confortável para seus ocupantes.

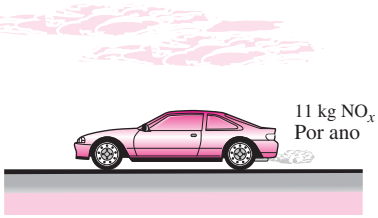


FIGURA P2–88

Tópico especial: mecanismos de transferência de calor

2–89C Quais são os mecanismos de transferência de calor?

2–90C Qual é o melhor condutor de calor, o diamante ou a prata?

2–91C Será que a energia do Sol alcança a Terra por condução ou convecção?

2–92C Em que a convecção forçada é diferente da convecção natural?

2–93C O que é um corpo negro? Em que os corpos reais são diferentes de um corpo negro?

2–94C Defina emissividade e absortividade. O que é a lei de Kirchhoff para a radiação?

2–95 As superfícies interna e externa de uma parede de tijolos de dimensões de 5 m × 6 m, de espessura 30 cm e condutividade térmica de 0,69 W/m·°C são mantidas a temperaturas de 20 °C e 5 °C, respectivamente. Determine, em W, a taxa de transferência de calor através da parede.

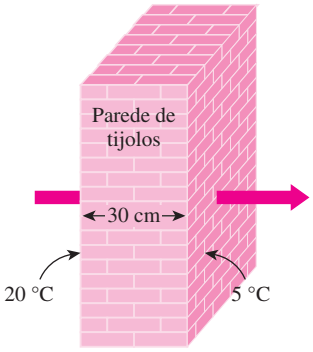


FIGURA P2–95

2–96 No inverno, as superfícies interna e externa de uma janela de vidro de espessura de 0,5 cm e de dimensões de 2 m × 2 m estão a 15 °C e 6 °C, respectivamente. Considerando que a condutividade térmica do vidro é de 0,78 W/m·°C, determine a quantidade de calor perdida em kJ através do vidro em um período de 10 horas. Qual seria a resposta caso o vidro tivesse 1 cm de espessura?

2–97 Reconsidere o Prob. 2–96. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da espessura do vidro sobre a perda de calor para as mesmas temperaturas das superfícies do vidro. Varie a espessura do vidro de 0,2 cm a 2 cm. Trace um gráfico da perda de calor *versus* a espessura do vidro e comente os resultados.

2–98 Uma panela de alumínio, cuja condutividade térmica é de 237 W/m·°C, tem um fundo chato de diâmetro de 20 cm e espessura de 0,4 cm. Calor é transferido em regime permanente para a água em ebulição na panela através de seu fundo a uma taxa de 500 W. Considerando que a superfície interna do fundo da panela está a 105 °C, determine a temperatura da superfície externa do fundo da panela.

2–99 Os vidros internos e externos de uma janela com dois painéis de vidro de 2 m × 2 m estão a 18 °C e 6 °C, respectivamente. Considerando que o espaço de 1 cm existente entre os dois vidros é preenchido com ar, determine a taxa de transferência de calor através da camada de ar por condução, em kW.

2–100 Duas superfícies de uma placa de 2 cm de espessura são mantidas a 0 °C e 100 °C, respectivamente. Calor deve ser transferido através da placa a uma taxa de 500 W/m^2; determine, para esse caso, a condutividade térmica da placa.

2–101 Do ponto de vista da transferência de calor, um homem de pé pode ser modelado como um cilindro vertical de 30 cm de diâmetro e 170 cm de altura, com as superfícies do topo e do fundo isoladas e com a superfície lateral a uma temperatura média de 34 °C. Para um coeficiente de transferência de calor de 15 W/m^2·°C, determine a taxa com a qual calor é perdido por convecção em um ambiente que se encontra a 20 °C. *Resposta:* 336 W

2–102 Uma esfera com 9 cm de diâmetro cuja superfície é mantida à temperatura de 110 °C é suspensa no meio de uma sala a 20 °C. Considerando que o coeficiente de transferência de calor por convecção é de 15 W/m^2·°C e a emissividade da superfície corresponde a 0,8, determine a taxa total de transferência de calor da esfera.

2–103 Reconsidere o Prob. 2–102. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do coeficiente de transferência de calor por convecção e da emissividade da superfície sobre a taxa de transferência de calor da esfera. Varie o coeficiente de transferência de calor de 5 a 30 W/m^2·°C. Trace um gráfico da taxa da transferência de calor em função do coeficiente da transferência de calor por convecção para as emissividades de superfície de 0,1; 0,5; 0,8 e 1. Discuta os resultados.

2–104 Ar quente a 80 °C é soprado sobre uma superfície plana de 2 m × 4 m a 30 °C. Considerando que o coeficiente de transferência de calor por convecção é de 55 W/m^2·°C, determine a taxa de transferência de calor do ar para a placa em kW.

2–105 Um ferro elétrico de 1.000 W é deixado sobre uma tábua de passar roupas com sua base exposta ao ar a 20 °C. O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície da base e o ar da vizinhança é de 35 W/m^2·°C. Considerando que a base tem uma emissividade de 0,6 e uma área de superfície de 0,02 m^2, determine a temperatura da base do ferro elétrico.

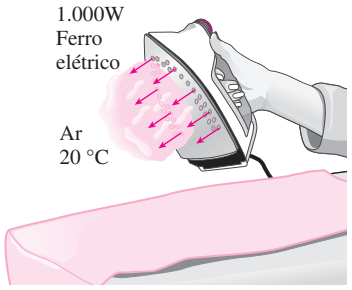


FIGURA P2–105

2–106 Uma placa fina de metal é isolada na superfície posterior e sua superfície frontal é exposta à radiação solar. A superfície exposta da placa tem uma absortividade de 0,8 para a radiação solar. Considerando que a radiação solar incide sobre a placa a uma taxa de 450 W/m^2 e a temperatura do ar da vizinhança é de 25 °C, determine a temperatura da placa, supondo ainda que o calor perdido por convecção seja igual à energia solar absorvida pela placa. Considere que o coeficiente de transferência de calor por convecção seja de 50 W/m^2·°C e despreze a perda de calor por radiação.

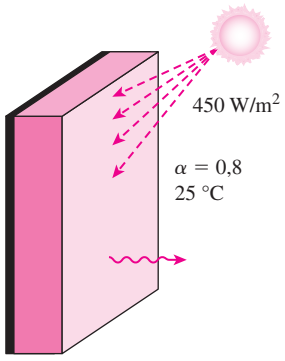


FIGURA P2–106

2–107 Reconsidere o Prob. 2–106. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a temperatura da placa. Varie o coeficiente de transferência de calor de 10 até 90 W/m^2·°C. Trace um gráfico da temperatura da placa em função do coeficiente de transferência de calor por convecção e discuta os resultados.

2–108 Um tubo a 80 °C que conduz água quente possui 5 cm de diâmetro externo e 10 m de comprimento, e perde calor para o ar da vizinhança a 5 °C por convecção natural. Seu coeficiente de transferência de calor é de 25 W/m^2·°C. Determine a taxa em kW com a qual o tubo perde calor por convecção natural.

2–109 A superfície externa de uma nave espacial no espaço tem uma emissividade de 0,6 e uma absortividade de 0,2 para a radiação solar. Considerando que a radiação solar incide sobre a nave a uma taxa de 1.000 W/m^2, determine a temperatura da superfície da nave, observando ainda que a radiação emitida é igual à energia solar absorvida.

2–110 Reconsidere o Prob. 2–109. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da emissividade e da absortividade da superfície da nave sobre a temperatura de equilíbrio da superfície. Trace um gráfico da temperatura da superfície em função da emissividade para absortividades de 0,1; 0,5; 0,8 e 1, e discuta os resultados.

2–111 Um recipiente de ferro esférico e oco com diâmetro de 20 cm e espessura de 0,4 cm está cheio de uma mistura de água líquida e gelo a 0 °C. Considerando que a temperatura da superfície externa é de 5 °C, determine a taxa aproximada com a qual a esfera perde calor, e a taxa com a qual o gelo derrete dentro do recipiente.

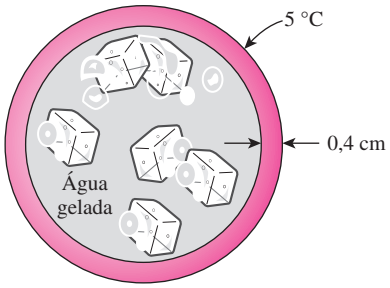


FIGURA P2–111

Problemas de revisão

2–112 Considere uma sala de aula com 55 estudantes e um instrutor, cada um gerando calor a uma taxa de 100 W. A iluminação é fornecida por 18 lâmpadas fluorescentes de 40 W cada, e seus reatores consomem mais 10%. Determine a taxa de geração de calor interno nessa sala de aula, considerando-a totalmente ocupada.

2–113 O proprietário de uma casa está substituindo um sistema de aquecimento a gás natural de 25 anos com eficiência de 55%. Ele considera a compra de um sistema convencional de eficiência igual a 82% que custa US$ 1.600 ou outro de alta eficiência com 95% de eficiência que custa US$ 2.700. O proprietário gostaria de comprar o sistema de alta eficiência caso verifique que a economia com o gás natural pagará o custo adicional em menos de oito anos. Considerando que no momento o proprietário gasta US$ 1.200 por ano com aquecimento, determine se ele deve comprar o modelo convencional ou o modelo de alta eficiência.

2–114 A energia do vento tem sido usada desde 4.000 a.C. para mover barcos à vela, moinhos, bombear água para fazendas e, mais recentemente, para gerar eletricidade. Apenas nos Estados Unidos, mais de 6 milhões de pequenos cata-ventos (a maioria abaixo de 5 hp) têm sido usados desde os anos 1850 para bombear água. Pequenos cataventos também têm sido usados para gerar eletricidade desde 1900, mas o desenvolvimento das turbinas eólicas modernas ocorreu apenas recentemente, em resposta às crises de energia do início dos anos 1970. O custo da energia eólica caiu em uma ordem de grandeza de cerca de US$ 0,50/kWh no início dos anos 1980 para cerca de US$ 0,05/kWh na metade dos anos 1990, o que é quase o preço da eletricidade gerada pelas usinas movidas a carvão. Regiões com velocidade média do vento de 6 m/s (ou 14 mph) são locais com potencial para a geração de energia eólica econômica. Nas condições máximas de projeto, as turbinas eólicas comerciais geram de 100 kW a 3,2 MW de potência elétrica cada. O diâmetro (envergadura) das pás (ou rotor) da turbina eólica de 3,2 MW construída pela Boeing Engineering é de 320 pés (97,5 m). A velocidade de rotação dos rotores das turbinas eólicas em geral está abaixo dos 40 rpm (abaixo dos 20 rpm nas turbinas maiores). A Altamont Pass na Califórnia é a maior fazenda eólica do mundo, com 15.000 turbinas eólicas modernas. Essa fazenda e duas outras na Califórnia produziram 2,8 bilhões de kWh de eletricidade em 1991, o que é suficiente para atender às necessidades de eletricidade da cidade de São Francisco.

Em 2008, 27.260 MW de capacidade geradora de energia eólica foram instalados em todo o mundo, elevando a capacidade de energia eólica total do mundo para 121.200 MW. No momento, os Estados Unidos, a Alemanha, a Dinamarca e a Espanha contribuem com mais de 75% da capacidade mundial de geração de energia eólica. A Dinamarca utiliza turbinas eólicas para fornecer 10% de sua eletricidade nacional.

Muitas turbinas eólicas em operação no momento têm apenas duas pás. Isso acontece porque, com velocidades na extremidade das pás de 100 mph a 200 mph, a eficiência da turbina de duas pás aproxima-se do máximo teórico, e o aumento de eficiência com a adição de uma terceira ou quarta pá é tão pequeno que não justifica o custo e o peso adicionais.

Considere uma turbina eólica com rotor de 80 m de diâmetro que está girando a 20 rpm sob ventos estáveis a uma velocidade média de 30 km/h. Supondo que a turbina tenha uma eficiência de 35% (ou seja, que ela converta 35% da energia cinética do vento em eletricidade), determine (*a*) a potência produzida em kW; (*b*) a velocidade na extremidade da pá em km/h, e (*c*) a receita gerada pela turbina eólica por ano, considerando que a energia elétrica produzida é vendida para a concessionária a US$ 0,06/kWh. Considere a densidade do ar 1,20 kg/m^3.

FIGURA P2–114

© Vol. 57/PhotoDisc/Getty RF.

2–115 Repita o Prob. 2–114 para ventos com velocidade média de 20 km/h.

2–116E As quantidades de energia, os custos unitários e as eficiências de conversão típicas de várias fontes de energia para uso em aquecedores de água são dadas como segue: 1.025 Btu/pé^3, US$ 0.012/pé^3 e 55% para o gás natural; 138.700 Btu/galão, US$ 1.15/gal e 55% para o óleo de aquecimento; e 1 kWh/kWh, US$ 0.084/kWh e 90% para aquecedores elétricos, respectivamente. Determine a fonte de energia de menor custo para aquecedores de água.

2–117 Um proprietário está considerando os seguintes sistemas de aquecimento para sua casa: aquecimento à resistência elétrica com US$ 0,09/kWh e 1 kWh = 3.600 kJ, aquecimento a gás com US$ 1,24/therm e 1 therm = 105.500 kJ e aquecimento a óleo combustível com US$ 1,25/galão e 1 galão de óleo = 138.500 kJ. Supondo eficiências de 100 % para o forno elétrico e 87% para os fornos a gás e a óleo, determine o sistema de aquecimento com o mais baixo custo de energia.

2–118 Nos Estados Unidos, um domicílio típico paga cerca de US$ 1.200 por ano em contas de energia, e o Departamento de Energia desse país estima que 46% dessa energia seja utilizada para condicionamento de ar, 15% para aquecimento de água, 15% para refrigeração e os 24% restantes para iluminação, cozimento e outros aparelhos. Os custos com condicionamento de ar de uma casa com isolamento ruim podem ser reduzidos em até 30% com a colocação de isolamento adequado. Considerando que o custo do isolamento é de US$ 200, determine quanto tempo será necessário para que o isolamento seja pago com a energia que economiza.

2–119 O Departamento de Energia dos Estados Unidos estima uma economia no uso da energia de até 10% com o isolamento das portas e janelas para reduzir vazamentos de ar, o que custará cerca de US$ 60 com material em um domicílio típico com doze janelas e duas portas. O isolamento adequado de todos os domicílios com aquecimento a gás economizaria energia suficiente para aquecer 4 milhões de domicílios. A economia pode ser ainda maior com a instalação de janelas à prova de tempestades. Determine o tempo que levaria para que a calefação e o isolamento fossem pagos com a energia economizada em um domicílio cujo uso anual de energia é de US$ 1.500.

2–120E A energia armazenada na mola de um vagão de trem é de 5.000 lbf·pé. Qual o valor dessa energia nas unidades (*a*) lbm, pé e s; (*b*) lbf e yd (*c*) lbm, milha e hora?

2–121E A força necessária para expandir um gás ao longo de uma mola pneumática a uma distância x é dada por

$$F = \frac{\text{Constante}}{x^k}$$

onde a constante é determinada pela geometria do dispositivo e k é determinado pelo gás utilizado no dispositivo. Tal dispositivo tem uma constante de 200 lbf·pol^{1,4} e k = 1,4. Determine o trabalho, em Btu, necessário para comprimir o dispositivo a partir de 1 para 4 pol.

Resposta: 0,0228 Btu

2–122E Um homem pesando 180 lbf empurra um bloco que pesa 100 lbf ao longo de um plano horizontal. O coeficiente de atrito dinâmico entre o bloco e o plano é de 0,2. Considerando que o bloco está em movimento a uma velocidade constante, calcule o trabalho necessário para mover o bloco de uma distância de 100 pés, considerando (*a*) o homem e (*b*) o bloco como o sistema. Expresse suas respostas em lbf·pé e Btu.

2–123 Um motor a diesel com volume de 4,0 L e rotação de 2.500 rpm opera a uma razão ar/combustível de 18 kg de ar por quilo de combustível. O motor utiliza óleo diesel leve que contém 750 ppm (partes por milhão) de enxofre por unidade de massa. Todo esse

enxofre é expelido para o meio ambiente, onde é convertido em ácido sulfuroso (H_2SO_3). Considerando que o fluxo de ar entrando no motor corresponde a 336 kg/h, determine o fluxo de massa de enxofre na descarga. Determine também o fluxo de massa de ácido sulfuroso adicionado ao meio ambiente observando que, para cada kmol de enxofre na descarga, um kmol de ácido sulfuroso é adicionado ao meio ambiente.

2–124 O uso de gasolina com chumbo é ilegal nos Estados Unidos para a maioria dos veículos desde os anos 1980, devido à alta toxicidade desse composto nos gases de descarga. Entretanto, esse combustível ainda é utilizado em alguns lugares do mundo. Considere uma cidade com 5.000 automóveis utilizando gasolina com chumbo. A gasolina contém 0,15 g de chumbo por litro, e 35% desse chumbo é liberado para o meio ambiente. Considerando que um automóvel típico percorre 15.000 km por ano com um consumo de gasolina de 8,5L/100 km, determine a quantidade de chumbo liberada na atmosfera por ano nessa cidade.

Resposta: 335 kg

2–125E Água é bombeada de um poço a 200 pés de profundidade para dentro de um tanque de armazenamento a 100 pés de altura. Determine a potência, em kW, que seria necessária para bombear 200 galões por minuto.

2–126 Um moinho dos anos 1800 utilizava uma roda d'água que tinha 14 m de altura; 320 litros por minuto de água fluíam para a roda próxima ao topo. Quanta potência, em kW, a roda d'água poderia produzir?

Resposta: 0,732 kW

2–127 Os cataventos diminuem a velocidade do ar fazendo com que este preencha um grande canal à medida que passa através das pás. Considere um cata-vento circular, com um rotor de 7 m de diâmetro em uma velocidade do vento de 10 m/s em um dia em que a pressão atmosférica é de 100 kPa e a temperatura é de 20 °C. A velocidade do vento por trás do cata-vento é medida em 9 m/s. Determine o diâmetro dos canais de vento a jusante do rotor e a potência produzida por esse cata-vento, presumindo que o ar é incompressível.

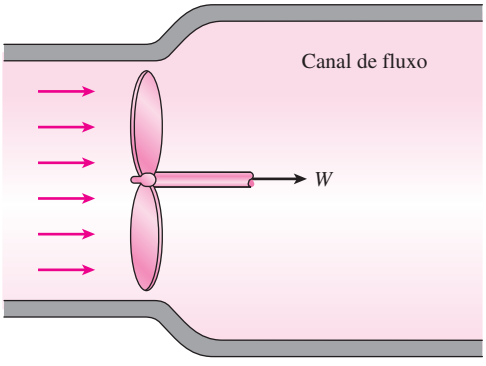


FIGURA P2–127

2–128 Em uma usina hidroelétrica, 65 m^3/s de água escoam de uma altura de 90 m para uma turbina onde potência elétrica é gerada. A eficiência global do conjunto gerador-turbina é de 84%. Desprezando as perdas por atrito na tubulação, estime a potência elétrica produzida por essa usina.

Resposta: 48,2 MW

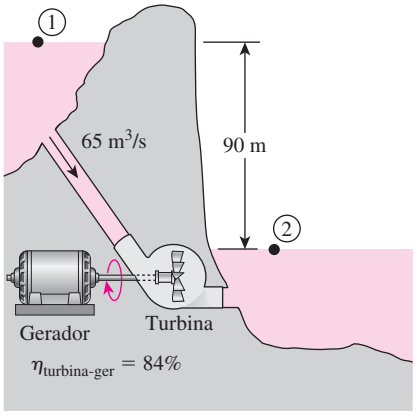


FIGURA P2–128

2–129 Em geral, a demanda de energia elétrica é muito mais alta durante o dia do que à noite, e as empresas de serviços públicos quase sempre vendem a energia noturna a preços muito mais baixos para incentivar os consumidores a utilizar a capacidade de geração disponível a fim de evitar a construção de novas usinas caras que seriam utilizadas por pouco tempo – apenas nos períodos de pico. As empresas de serviços públicos também estão dispostas a comprar das empresas privadas energia produzida durante o dia a um preço alto. Suponha que uma empresa de serviços públicos venda energia elétrica por US$ 0,03/kWh à noite e esteja disposta a pagar US$ 0,08/kWh pela energia produzida durante o dia. Para aproveitar essa oportunidade, um empresário está pensando em construir um grande reservatório 40 m acima do nível de um lago, bombeando a água do lago para o reservatório à noite utilizando energia barata e deixando a água escoar do reservatório para o lago durante o dia, produzindo potência à medida que a moto-bomba opera como um turbo-gerador em escoamento reverso. Uma análise preliminar mostra que uma vazão de água de 2 m^3/s pode ser usada em qualquer direção. Estima-se que as eficiências combinadas da moto-bomba e do turbo-gerador sejam de 75% cada. Desprezando as perdas por atrito na tubulação e supondo que o sistema opere por 10 horas em cada um dos modos de bomba e turbina durante um dia típico, determine a receita potencial que esse sistema turbina-bomba pode gerar por ano.

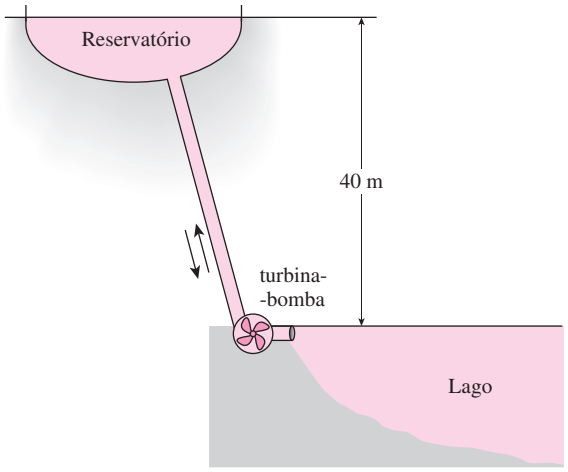


FIGURA P2–129

Problemas de múltipla escolha

2–130 Um aquecedor à resistência elétrica de 2 kW é mantido ligado em uma sala por 50 min. A quantidade de energia transferida para a sala pelo aquecedor é de

(*a*) 2 kJ (*b*) 100 kJ (*c*) 3.000 kJ
(*d*) 6.000 kJ (*e*) 12.000 kJ

2–131 Em um dia quente de verão, o ar de uma sala bem vedada é circulado por um ventilador de 0,50 hp acionado por um motor com eficiência de 65%. (Observe que o motor fornece 0,50 hp de potência líquida de eixo para o ventilador.) A taxa com a qual a energia é fornecida pelo conjunto ventilador-motor para a sala é

(*a*) 0,769 kJ/s (*b*) 0,325 kJ/s (*c*) 0,574 kJ/s
(*d*) 0,373 kJ/s (*e*) 0,242 kJ/s

2–132 Um ventilador deve acelerar o ar parado até a velocidade de 12 m/s a uma taxa de 3 m^3/s. Considerando que a densidade do ar é de 1,15 kg/m^3, a potência mínima que deve ser fornecida ao ventilador é

(*a*) 248 W (*b*) 72 W (*c*) 497 W
(*d*) 216 W (*e*) 162 W

2–133 Um automóvel de 900 kg à velocidade constante de 60 km/s deve acelerar até 100 km/h em 4 s. A potência adicional necessária para atingir essa aceleração é

(*a*) 56 kW (*b*) 222 kW (*c*) 2,5 kW
(*d*) 62 kW (*e*) 90 kW

2–134 O elevador de um grande edifício deve elevar uma massa de 400 kg à velocidade constante de 12 m/s usando um motor elétrico. A potência nominal mínima do motor deve ser

(*a*) 0 kW (*b*) 4,8 kW (*c*) 47 kW
(*d*) 12 kW (*e*) 36 kW

2–135 Uma usina hidrelétrica que recebe água à vazão de 70 m^3/s de uma altura de 65 m deve gerar potência usando um conjunto gerador-turbina de eficiência de 85%. Desprezando as perdas por atrito na tubulação, a energia elétrica gerada por essa usina é

(*a*) 3,9 MW (*b*) 38 MW (*c*) 45 MW
(*d*) 53 MW (*e*) 65 MW

2–136 Um compressor de 75 hp em uma instalação que opera à plena carga durante 2.500 horas por ano é acionado por um motor elétrico que possui eficiência de 93%. Considerando que o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,06/kWh, o custo anual de eletricidade desse compressor é

(*a*) US$ 7.802 (*b*) US$ 9.021 (*c*) US$ 12.100
(*d*) US$ 8.389 (*e*) US$ 10.460

2–137 Considere um refrigerador que consome 320 W de potência elétrica quando em operação. Supondo que o refrigerador funciona apenas durante um quarto do tempo e que o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,09/kWh, o custo da eletricidade consumida por esse refrigerador em um mês (30 dias) será de

(*a*) US$ 3,56 (*b*) US$ 5,18 (*c*) US$ 8,54
(*d*) US$ 9,28 (*e*) US$ 20,74

2–138 Uma bomba de 2 kW é usada para bombear querosene (ρ = 0,820 kg/L) de um tanque no solo até um tanque em uma posição mais alta. Ambos os tanques são abertos para a atmosfera, e a diferença de altura entre as superfícies livres dos tanques é de 30 m. A máxima vazão volumétrica de querosene é

(*a*) 8,3 L/s (*b*) 7,2 L/s (*c*) 6,8 L/s
(*d*) 12,1 L/s (*e*) 17,8 L/s

2–139 Uma bomba de glicerina é alimentada por um motor elétrico de 5 kW. A diferença de pressão medida entre a saída e a entrada da bomba operando em plena carga é de 211 kPa. Considerando que a vazão através da bomba é de 18 L/s e que as variações de altura e de velocidade do fluido através da bomba são desprezíveis, a eficiência global da bomba será

(*a*) 69% (*b*) 72% (*c*) 76%
(*d*) 79% (*e*) 82%

Os seguintes problemas se baseiam no tópico especial opcional sobre transferência de calor

2–140 Uma placa de circuito integrado com 10 cm de altura e 20 cm de largura abriga em sua superfície 100 chips próximos uns dos outros, cada um gerando calor a uma taxa de 0,08 W e transferindo calor por convecção para o ar ambiente a 25 °C. A transferência de calor a partir da superfície traseira da placa é desprezível. Considerando que o coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície da placa é de 10 W/m^2·°C e a transferência de calor por radiação é desprezível, a temperatura média de superfície dos chips será

(*a*) 26 °C (*b*) 45 °C (*c*) 15 °C
(*d*) 80 °C (*e*) 65 °C

2–141 Uma resistência elétrica do tipo fio metálico com 50 cm de comprimento e diâmetro de 0,2 cm submersa em água é usada para

determinar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor na ebulição da água a 1 atm. A temperatura da superfície do fio é de 130 °C quando um amperímetro indica um consumo de potência elétrica de 4,1 kW. Assim, o coeficiente de transferência de calor é

(*a*) 43.500 W/m^2·°C (*b*) 137 W/m^2·°C
(*c*) 68.330 W/m^2·°C (*d*) 10.038 W/m^2·°C
(*e*) 37.540 W/m^2·°C

2–142 Uma superfície preta, quente, e de 3 m^2 a 80 °C está perdendo calor por convecção para o ar ambiente a 25 °C com um coeficiente de transferência de calor por convecção de 12 W/m^2·°C, e por radiação para as superfícies vizinhas a 15 °C. A taxa total com a qual calor é perdido a partir da superfície é

(*a*) 1.987 W (*b*) 2.239 W (*c*) 2.348 W
(*d*) 3.451 W (*e*) 3.811 W

2–143 Calor é transferido em regime permanente a uma taxa de de 2,4 kW através de uma parede de 8 m × 4 m cuja espessura é 0,2 m. As temperaturas medidas nas superfícies interna e externa são de 15 °C e 5 °C. A condutividade térmica média da parede é

(*a*) 0,002 W/m·°C (*b*) 0,75 W/m·°C
(*c*) 1,0 W/m·°C (*d*) 1,5 W/m·°C
(*e*) 3,0 W/m·°C

2–144 O telhado de uma casa aquecida com eletricidade possui 7 m de comprimento, 10 m de largura e 0,25 m de espessura. Ele é feito com uma camada plana de concreto, cuja condutividade térmica é de 0,92 W/m·°C. Durante uma noite no inverno, as temperaturas das superfícies interna e externa do telhado foram de 15 °C e 4 °C, respectivamente. A taxa média com a qual o calor foi perdido através do telhado naquela noite foi de

(*a*) 41 W (*b*) 177 W (*c*) 4.894 W
(*d*) 5.567 W (*e*) 2.834 W

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

2–145 Realize um levantamento bibliográfico sobre a poluição térmica, abrangendo também a atualidade.

2–146 Um veículo médio libera aproximadamente 20 lbm de dióxido de carbono na atmosfera para cada galão de gasolina que queima. Considerando esse fato – e visando reduzir o aquecimento global –, uma coisa que podemos fazer é comprar um veículo com maior economia de combustível. Uma publicação do governo dos Estados Unidos afirma que um veículo que faz 25 milhas por galão em vez de 20 milhas por galão evitará a liberação de 10 toneladas de dióxido de carbono durante a vida útil do veículo. Fazendo suposições razoáveis, avalie se essa é uma afirmação igualmente razoável ou um exagero grosseiro.

2–147 A energia solar que atinge a Terra é de aproximadamente 1.350 W/m^2 fora da atmosfera da Terra, e de 950 W/m^2 em uma superfície na Terra perpendicular ao Sol em um dia claro. Um vendedor de painéis de células fotovoltaicas de 2 m × 3 m alega que um único painel atenderia às necessidades de eletricidade de uma casa. Como você avalia essa afirmação? As células fotovoltaicas têm uma eficiência de conversão de cerca de 15%.

2–148 Pesquise os preços do gás natural (GN), do gás liquefeito de petróleo (GLP – "gás de cozinha") e da eletricidade para aquecimento na sua região, e determine o custo de cada kWh de energia fornecida para sua casa em forma de calor. Vá até as suas contas e determine quanto dinheiro você gastou para aquecimento em janeiro passado. Determine também quanto seria cobrado na sua fatura de aquecimento de janeiro para cada um dos sistemas de aquecimento caso você tivesse o sistema mais recente e mais eficiente instalado.

2–149 Prepare um relatório sobre os sistemas de aquecimento disponíveis na sua área para edifícios residenciais. Discuta as vantagens e desvantagens de cada sistema e compare os seus custos iniciais e operacionais. Quais são os fatores importantes na seleção de um sistema de aquecimento? Dê algumas orientações. Identifique as condições específicas que fariam de um determinado sistema de aquecimento a melhor escolha na sua região.

2–150 A eficiência de um dispositivo é definida como a razão entre o resultado desejado e o fornecimento necessário, e essa definição pode se estender às áreas não técnicas. Sua eficiência neste curso, por exemplo, pode ser vista como a nota que você obteve com relação ao esforço realizado. Se você já investiu muito tempo neste curso e suas notas não refletem isso, sua eficiência é baixa. Nesse caso, talvez você deva procurar a causa básica disso e tentar corrigir o problema. Apresente, acompanhada de uma discussão, três outras definições para a eficiência em áreas não técnicas.

2–151 Uma usina de geração de energia elétrica bombeia água líquida para um reservatório elevado durante períodos de baixo consumo de energia elétrica. Esta água é usada para gerar eletricidade durante os períodos em que a demanda de eletricidade excede a capacidade da usina de produzir eletricidade. Discuta este esquema de armazenamento de energia a partir de uma perspectiva de eficiência de conversão em relação ao armazenamento de uma substância comprimida em mudança de fase.

2–152 Alguns engenheiros têm sugerido que o ar comprimido em tanques pode ser utilizado para impulsionar veículos de transporte pessoais. A atual tecnologia com tanque de ar comprimido nos permite comprimir e reter o ar com segurança com até 4.000 psia. Os tanques feitos de materiais compósitos requerem cerca de 10 lbm de materiais de construção para cada 1 pé^3 de gás armazenado. Aproximadamente 0,01 hp é requerido por quilo de peso do veículo para movê-lo a uma velocidade de 30 milhas por hora. Qual é o alcance máximo que este veículo pode ter? Leve em conta somente o peso dos tanques e considere a conversão perfeita da energia no ar comprimido.

Capítulo

3

Propriedades das Substâncias Puras

Iniciamos este capítulo com a introdução do conceito de *substância pura* e com uma discussão sobre a física dos processos de mudança de fase. Em seguida, ilustramos os diversos diagramas de propriedades e as superfícies P-v-T das substâncias puras. Após a demonstração do uso das tabelas de propriedades, discutimos a substância hipotética *gás ideal* e a *equação de estado do gás ideal*. Apresentamos o *fator de compressibilidade*, que leva em conta o desvio entre o comportamento dos gases reais e o do gás ideal, e algumas das equações de estado mais conhecidas, como as equações de van der Waals, Beattie-Bridgeman e Benedict-Webb-Rubin.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Apresentar o conceito de substância pura.
- Discutir a física dos processos de mudança de fase.
- Ilustrar os diagramas de propriedades P-v, T-v e P-T e as superfícies P-v-T das substâncias puras.
- Demonstrar os procedimentos para a determinação das propriedades termodinâmicas de substâncias puras a partir de tabelas de propriedades.
- Descrever a substância hipotética "gás ideal" e a equação de estado do gás ideal.
- Aplicar a equação de estado do gás ideal para resolver problemas típicos.
- Introduzir o fator de compressibilidade, que leva em conta o desvio entre o comportamento dos gases reais e o do gás ideal.
- Apresentar algumas das equações de estado mais conhecidas.

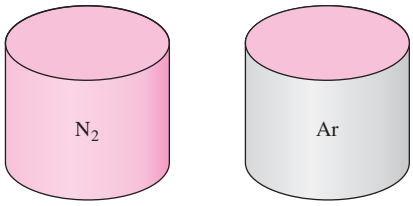
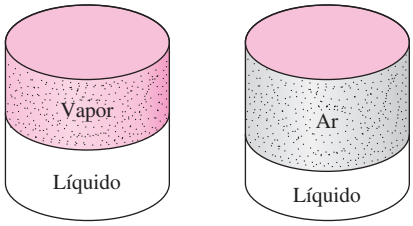


FIGURA 3–1 O nitrogênio e o ar gasoso são substâncias puras.



(*a*) H_2O (*b*) Ar

FIGURA 3–2 Uma mistura de água líquida e gasosa é uma substância pura, mas uma mistura de ar líquido e gasoso não é uma substância pura.

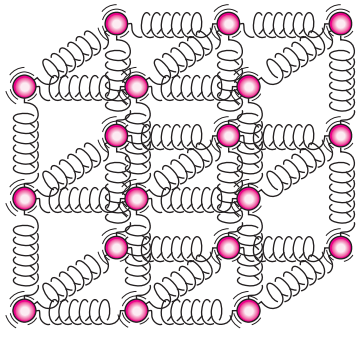


FIGURA 3–3 As moléculas de um sólido são mantidas em suas posições pelas poderosas forças intermoleculares.

3–1 SUBSTÂNCIA PURA

Uma substância que tem a mesma composição química em toda a sua extensão é chamada de **substância pura**. A água, o nitrogênio, o hélio e o dióxido de carbono, por exemplo, são substâncias puras.

Entretanto, uma substância pura não precisa ser constituída por um único elemento ou composto químico. Uma combinação de diversos elementos ou compostos químicos também se qualifica como substância pura, desde que a mistura seja homogênea. O ar, por exemplo, é uma mistura de diversos gases, mas com frequência é considerado uma substância pura porque tem uma composição química uniforme (Fig. 3–1). Entretanto, uma mistura de óleo e água não é uma substância pura. Como o óleo não é solúvel em água, ele se concentrará na parte superior da água, formando duas regiões quimicamente diferentes (substância heterogênea).

Uma mistura de duas ou mais fases de uma substância pura ainda é uma substância pura, desde que a composição química de todas as fases seja igual (Fig. 3–2). Uma mistura de gelo e água líquida, por exemplo, é uma substância pura porque ambas as fases têm a mesma composição química. Uma mistura de ar líquido e ar gasoso, porém, não é uma substância pura, uma vez que a composição do ar líquido é diferente da composição do ar gasoso e, portanto, a mistura não é mais quimicamente homogênea. Isso acontece porque os diferentes componentes do ar condensam a diferentes temperaturas em uma determinada pressão.

3–2 FASES DE UMA SUBSTÂNCIA PURA

Todos sabemos por experiência própria que as substâncias existem em diferentes fases. À temperatura e pressão ambientes, o cobre é um sólido, o mercúrio é um líquido e o nitrogênio é um gás. Sob condições diferentes, cada substância pode aparecer em uma fase diferente. Embora existam três fases principais – sólida, líquida e gasosa –, uma substância pode ter várias fases dentro de uma fase principal, cada qual com uma estrutura molecular diferente. O carbono, por exemplo, pode existir como grafite ou diamante, na fase sólida. O hélio tem duas fases líquidas e o ferro tem três fases sólidas. O gelo pode existir a sete fases diferentes a altas pressões. Uma fase é identificada por uma organização molecular distinta, que é homogênea em toda a fase e separada das outras fases por fronteiras facilmente identificáveis. As duas fases de H_2O em um copo de água com gelo representam um bom exemplo disso.

Ao estudar fases ou mudanças de fase na termodinâmica, não é preciso se preocupar com a estrutura molecular e com o comportamento das diferentes fases. Entretanto, é útil ter uma certa compreensão do fenômeno molecular envolvido em cada fase. A seguir, discutiremos rapidamente as transformações de fase.

As ligações intermoleculares são mais fortes nos sólidos e mais fracas nos gases. Um motivo para isso é que as moléculas dos sólidos estão mais compactadas, enquanto nos gases elas estão separadas por distâncias relativamente grandes.

As moléculas em um **sólido** estão organizadas em um padrão tridimensional (rede) que se repete em todo o sólido (Fig. 3–3). Por causa das pequenas distâncias entre as moléculas em um sólido, as forças de atração entre as moléculas são grandes e mantêm as moléculas em posições fixas (Fig. 3–4). Observe que as forças de atração entre as moléculas se transformam em forças de repulsão à

medida que a distância entre as moléculas tende a zero, evitando assim que as moléculas se acumulem umas sobre as outras. Embora as moléculas de um sólido não possam se movimentar relativamente entre si, elas oscilam continuamente em torno de suas posições de equilíbrio. A velocidade das moléculas durante essas oscilações depende da temperatura. A temperaturas suficientemente altas, a velocidade (e, portanto, a quantidade de movimento) das moléculas pode atingir um ponto no qual as forças intermoleculares são parcialmente superadas e grupos de moléculas se desprendem (Fig. 3–5). Esse é o início do processo de derretimento (fusão).

O espaçamento molecular na fase **líquida** não é muito diferente daquele na fase sólida, exceto pelo fato de que na fase líquida as moléculas não estão mais fixas em relação às outras e podem girar e transladar livremente. Em um líquido, as forças intermoleculares são mais fracas do que nos sólidos, mas ainda são relativamente fortes comparadas aos gases. Em geral, as distâncias entre as moléculas sofrem um ligeiro aumento à medida que um sólido se transforma em líquido, porém a água é uma exceção importante.

Na fase **gás**, as moléculas estão distantes umas das outras, e não existe uma ordem molecular. Moléculas de gás se movimentam aleatoriamente, colidindo continuamente entre si e com as paredes do recipiente em que se encontram. Para baixas densidades, em particular, as forças intermoleculares são muito pequenas, e colisões são o único modo de interação entre as moléculas. As moléculas na fase gás estão em um nível de energia consideravelmente mais alto do que nas fases líquida ou sólida. Assim, o gás deve liberar uma quantidade grande de sua energia antes de condensar ou congelar.

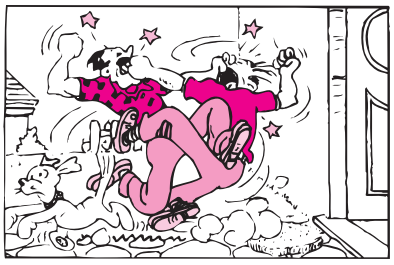
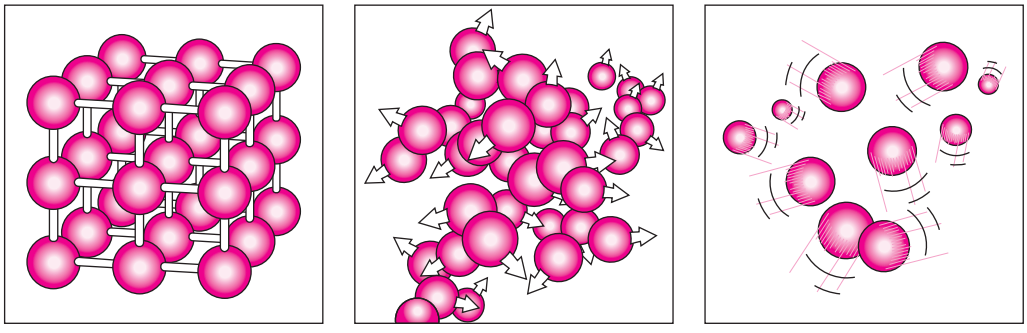


FIGURA 3–4 Em um sólido, as forças de atração e repulsão tendem a manter as moléculas a distâncias relativamente constantes entre si.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

3–3 PROCESSOS DE MUDANÇA DE FASE DE SUBSTÂNCIAS PURAS

Há inúmeras situações práticas em que duas fases de uma substância pura coexistem em equilíbrio. A água existe como uma mistura de líquido e vapor na caldeira e no condensador de uma usina termoelétrica. O refrigerante passa de líquido para vapor no congelador de um refrigerador. Por ser uma substância conhecida, a água é usada para demonstrar os princípios básicos envolvidos na mudança de fase.



(*a*) (*b*) (*c*)

FIGURA 3–5 A organização dos átomos nas diferentes fases: (*a*) moléculas ocupam posições relativamente fixas em um sólido, (*b*) grupos de moléculas se movimentam com relação a outros grupos na fase líquida e (*c*) moléculas se movimentam de maneira aleatória na fase gasosa.

FIGURA 3–6 A 1 atm e 20 °C, a água se encontra na fase líquida (*líquido comprimido*).

FIGURA 3–7 A 1 atm e 100 °C, a água se encontra como um líquido pronto para se vaporizar (*líquido saturado*).

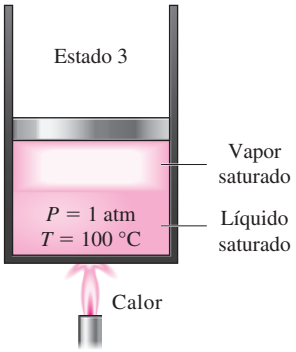


FIGURA 3–8 À medida que calor é transferido, parte do líquido saturado se evapora (*mistura líquido-vapor saturada*).

Entretanto, vale a pena lembrar que todas as substâncias puras exibem, de uma forma geral, o mesmo comportamento.

Líquido comprimido e líquido saturado

Considere um arranjo pistão-cilindro contendo água no estado líquido a uma pressão de 1 atm (estado 1, Fig. 3–6). Nessas condições, a água está na fase líquida e é chamada de **líquido comprimido** ou **líquido sub-resfriado**. Isso significa que ela *não está pronta para se converter em vapor*. Calor é agora transferido para a água, elevando sua temperatura para, digamos, 40 °C. À medida que a temperatura se eleva, a água líquida se expande ligeiramente e seu volume específico aumenta. Para acomodar essa expansão, o pistão se move ligeiramente. A pressão no cilindro permanece constante a 1 atm durante o processo, uma vez que ela depende da pressão barométrica externa e do peso do pistão (ambos são constantes). Nesse estado, a água ainda é um líquido comprimido, pois ainda não começou a se vaporizar.

À medida que mais calor é transferido, a temperatura continua subindo até atingir 100 °C (estado 2, Fig. 3–7). Nesse ponto, a água ainda é um líquido, mas qualquer adição de calor fará com que o líquido se converta em vapor. Ou seja, um processo de mudança de fase de líquido para vapor está para ocorrer. Um líquido que *está pronto para se vaporizar* é chamado de **líquido saturado**. Assim, o estado 2 é um estado de líquido saturado.

Vapor saturado e vapor superaquecido

Após o início da ebulição, a temperatura para de subir até que o líquido se converta inteiramente em vapor. Ou seja, a temperatura permanecerá constante durante todo o processo de mudança de fase se a pressão for mantida constante. Isso pode ser verificado facilmente colocando um termômetro na água pura em ebulição em uma panela no fogo. No nível do mar ($P = 1$ atm), o termômetro sempre mostrará 100 °C se a panela estiver destampada ou ligeiramente tampada. Durante o processo de ebulição, a única alteração que observaremos é um grande aumento no volume e um declínio contínuo no nível do líquido como resultado do líquido que continuamente se transforma em vapor.

Quando o processo de vaporização passa da metade (estado 3, Fig. 3–8), o cilindro contém quantidades iguais de líquido e vapor. À medida que calor é transferido, o processo de vaporização continua até que a última gota de líquido seja convertida em vapor (estado 4, Fig. 3–9). Nesse ponto, todo o cilindro está cheio de vapor no limite com a fase líquida, ou seja, qualquer perda de calor por parte desse vapor fará com que parte dele se condense (mudando de fase de vapor para líquido). Um vapor que está *pronto para condensar* é chamado de **vapor saturado**. Assim, o estado 4 é um estado de vapor saturado. Uma substância em um estado entre 2 e 4 é chamada de **mistura líquido-vapor saturada**, uma vez que as *fases líquida e vapor coexistem* em equilíbrio nesses estados.

Após a conclusão do processo de mudança de fase, voltamos novamente a uma região de única fase (desta vez vapor), e qualquer transferência de calor para o vapor resulta em um aumento tanto de temperatura quanto de volume específico (Fig. 3–10). No estado 5, a temperatura do vapor é, digamos, 300 °C, de modo que se removermos parte do calor do vapor, a temperatura poderá cair um pouco, mas nenhuma condensação ocorrerá desde que a temperatura seja mantida acima dos 100 °C (para $P = 1$ atm). Um vapor que *não está pronto para se condensar*

(ou seja, um vapor não saturado) é chamado de **vapor superaquecido**. Assim, a água no estado 5 é um vapor superaquecido. Esse processo de mudança de fase à pressão constante é ilustrado em um diagrama *T*-*v* na Fig. 3–11.

Se esse processo fosse revertido pelo resfriamento da água à pressão constante de 1 atm, a água voltaria ao estado 1, refazendo o mesmo caminho e, dessa forma, a quantidade de calor liberada coincidiria exatamente com a quantidade de calor fornecida durante o processo de aquecimento. Em nossa vida diária, quando falamos em água queremos dizer água líquida, da mesma forma que por vapor subentende-se vapor de água. Em termodinâmica, porém, tanto água quanto vapor de água significam apenas uma coisa: H_2O.

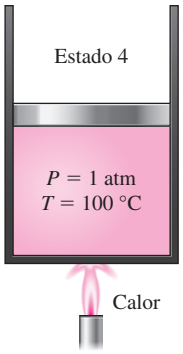


FIGURA 3–9 A 1 atm, a temperatura permanece constante a 100 °C até que a última gota de líquido se evapore (*vapor saturado*).

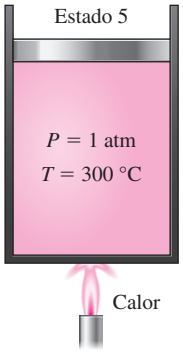


FIGURA 3–10 À medida que mais calor é transferido, a temperatura do vapor começa a subir (*vapor superaquecido*).

Temperatura de saturação e pressão de saturação

Provavelmente não foi uma surpresa para você, na discussão anterior, a afirmação de que "a água começa a ferver aos 100 °C". Porém, a rigor, essa afirmação não está correta. A afirmação correta seria "a água ferve aos 100 °C à pressão de 1 atm". A água só começou a ferver aos 100 °C porque mantivemos a pressão constante a 1 atm (101,325 kPa). Se a pressão dentro do cilindro fosse elevada para 500 kPa pela adição de pesos na parte superior do pistão, a água começaria a ferver a 151,8 °C. Ou seja, *a temperatura na qual a água começa a ferver depende da pressão; portanto, se a pressão for fixa, a temperatura de ebulição também será fixa.*

A uma determinada pressão, a temperatura na qual uma substância pura muda de fase é chamada de **temperatura de saturação** T_{sat}. Da mesma forma, a uma determinada temperatura, a pressão na qual uma substância pura muda de fase é chamada de **pressão de saturação** P_{sat}. A uma pressão de 101,325 kPa, T_{sat} é 99,97 °C. Analogamente, a uma temperatura de 99,97 °C, P_{sat} é 101,325 kPa. (A 100,00 °C, P_{sat} é 101,42 kPa na ITS-90 discutida no Cap. 1.)

Tabelas de saturação que relacionam a pressão de saturação em função da temperatura (ou a temperatura de saturação em função da pressão) encontram-se disponíveis para praticamente todas as substâncias. A Tab. 3–1 apresenta uma listagem parcial da tabela para a água. Essa tabela indica que a pressão da água em mudança de fase (ebulição ou condensação) a 25 °C deve ser de 3,17 kPa e que a pressão da água deve ser mantida a 3.976 kPa (cerca de 40 atm) para que ela entre

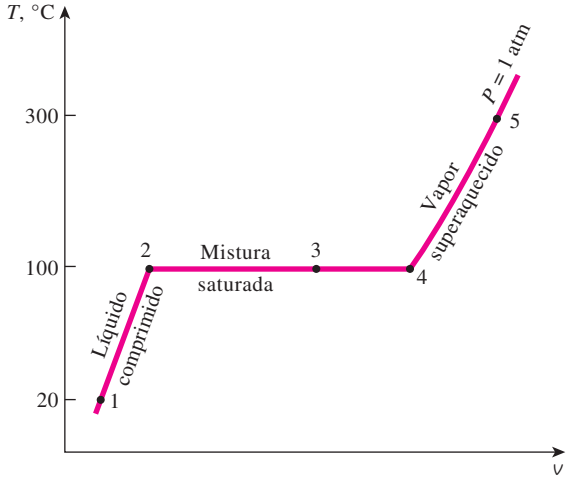


FIGURA 3–11 Diagrama *T*-*v* para o processo de aquecimento de água à pressão constante.

TABELA 3–1

Pressão de saturação (ebulição) da água a diversas temperaturas

Temperatura (T, °C)	Pressão de saturação (P_{sat}, kPa)
−10	0,26
−5	0,40
0	0,61
5	0,87
10	1,23
15	1,71
20	2,34
25	3,17
30	4,25
40	7,39
50	12,35
100	101,4
150	476,2
200	1.555
250	3.976
300	8.588

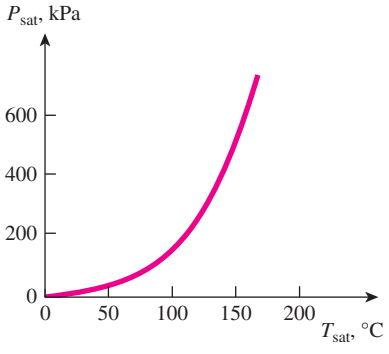


FIGURA 3–12 A curva de saturação líquido-vapor de uma substância pura (os valores numéricos são para a água).

em ebulição a 250 °C. Da mesma forma, a água pode ser congelada reduzindo sua pressão para níveis abaixo de 0,61 kPa.

É necessária uma grande quantidade de energia para derreter um sólido ou vaporizar um líquido. A quantidade de energia absorvida ou liberada durante um processo de mudança de fase é chamada de **calor latente**. Mais especificamente, a quantidade de energia absorvida durante a fusão é chamada de **calor latente de fusão** e é equivalente à quantidade de energia liberada durante a solidificação. Da mesma forma, a quantidade de energia absorvida durante a vaporização é chamada de **calor latente de vaporização** e é equivalente à energia liberada durante a condensação. As magnitudes dos calores latentes dependem da temperatura ou da pressão na qual ocorre a mudança de fase. À pressão de 1 atm, o calor latente de fusão da água é de 333,7 kJ/kg, e o calor latente de vaporização é de 2.256,5 kJ/kg.

Durante um processo de mudança de fase, pressão e temperatura são propriedades dependentes, existindo definitivamente uma relação entre elas, ou seja, $T_{sat} = f(P_{sat})$. A Fig. 3–12 mostra um gráfico de T_{sat} em função de P_{sat} para a água. Tal gráfico é chamado de **curva de saturação líquido-vapor**. Uma curva desse tipo é característica de todas as substâncias puras.

Fica claro na Fig. 3–12 que T_{sat} aumenta com P_{sat}. Assim, uma substância a pressões mais altas entra em ebulição a temperaturas mais altas. Na cozinha, temperaturas de ebulição mais altas significam tempos de cozimento menores e economia de energia. O cozimento da carne, por exemplo, pode levar de uma a duas horas em uma panela regular que opera à pressão de 1 atm, mas são necessários apenas 20 minutos em uma panela de pressão que opera a uma pressão absoluta de 3 atm (temperatura de ebulição correspondente de 134 °C).

A pressão atmosférica, e portanto a temperatura de ebulição da água, diminui com a altitude. Assim, demora-se mais para cozinhar em altitudes maiores do que no nível do mar (a menos que se use uma panela de pressão). Por exemplo, a pressão atmosférica padrão a uma altitude de 2.000 m é de 79,50 kPa, o que corresponde a uma temperatura de ebulição de 93,3 °C, ao contrário dos 100 °C no nível do mar (altitude zero). A variação da temperatura de ebulição da água com a altitude nas condições atmosféricas padrão é apresentada na Tab. 3–2. Para cada 1.000 m de aumento na altitude, a temperatura de ebulição se reduz em um pouco mais de 3 °C. Observe que a pressão atmosférica em uma localidade, e portanto a temperatura de ebulição, muda ligeiramente de acordo com as condições meteorológicas. Entretanto, a variação correspondente da temperatura de ebulição não é maior do que cerca de 1 °C.

Algumas consequências da dependência entre T_{sat} e P_{sat}

Já mencionamos que uma substância a uma determinada pressão entra em ebulição à temperatura de saturação correspondente àquela pressão. Esse fenômeno permite controlar a temperatura de ebulição de uma substância por meio apenas do controle da pressão, o que resulta em inúmeras aplicações práticas. A seguir temos alguns exemplos. A tendência natural ao equilíbrio de fases mediante a evaporação de parte do líquido é o mecanismo físico por trás dessas aplicações.

Considere uma lata fechada contendo *fluido refrigerante-134a na fase líquida* em uma sala a 25 °C. Se a lata ficar tempo suficiente na sala, a temperatura do refrigerante na lata também será de 25 °C. Se a tampa da lata for aberta lentamente e parte do refrigerante escapar, a pressão na lata começará a cair até atingir a pressão

atmosférica. Se você estiver segurando a lata, notará sua temperatura caindo rapidamente e até mesmo gelo se formando em sua parte externa, caso o ar esteja úmido. Um termômetro inserido na lata registrará −26 °C quando a pressão cair até 1 atm, que é a temperatura de saturação do refrigerante-134a nessa pressão. A temperatura do líquido refrigerante permanecerá a −26 °C até que a última gota evapore.

Outro aspecto desse interessante fenômeno físico é que um líquido não pode vaporizar, enquanto não absorver energia em uma quantidade igual ao calor latente de vaporização, que é de 217 kJ/kg para o refrigerante-134a a 1 atm. Assim, a taxa de vaporização do refrigerante depende da taxa de transferência de calor para a lata: quanto maior for a taxa de transferência de calor, mais alta será a taxa de evaporação. A taxa de transferência de calor para a lata, e portanto a taxa de evaporação do refrigerante, pode ser minimizada por um isolamento eficiente da lata. No caso-limite em que não há transferência de calor, o refrigerante permanecerá na lata, por um tempo indefinido, como líquido a −26 °C.

A temperatura de ebulição do *nitrogênio* à pressão atmosférica é de −196 °C (consulte a Tab. A–3*a* no final deste livro). Isso significa que a temperatura do nitrogênio líquido exposto à atmosfera deve ser de −196 °C, uma vez que parte do nitrogênio está evaporando. A temperatura do nitrogênio líquido permanece constante a −196 °C até que o nitrogênio se esgote. Por esse motivo, o nitrogênio é comumente usado em estudos científicos de baixa temperatura (como a supercondutividade) e em aplicações criogênicas para manter uma câmara de testes à temperatura constante de −196 °C. Isso é feito colocando-se a câmara de testes em um banho de nitrogênio líquido aberto para a atmosfera. Qualquer transferência de calor do ambiente para a seção de testes é absorvida pelo nitrogênio, o qual evapora isotermicamente e mantém a temperatura da câmara de testes constante a −196 °C (Fig. 3–13). Toda a seção de testes deve ser fortemente isolada para minimizar a transferência de calor e, portanto, o consumo de nitrogênio líquido. O nitrogênio líquido também é utilizado com finalidades médicas, para queimar manchas antiestéticas na pele. Isso é feito embebendo um cotonete em nitrogênio líquido e aplicando-o sobre a área. À medida que o nitrogênio evapora, ele congela a região da pele afetada, rapidamente absorvendo calor da região.

Uma forma prática de congelar folhas de vegetais é o **resfriamento a vácuo**, que se baseia em *reduzir a pressão* da câmara de resfriamento até a pressão de saturação à baixa temperatura desejada, e evaporar parte da água dos produtos a serem resfriados. O calor necessário para a vaporização durante a etapa de evaporação é retirado dos próprios produtos, o que diminui sua temperatura. A pressão de saturação da água a 0 °C é de 0,61 kPa, e os produtos podem ser resfriados a 0 °C diminuindo a pressão até esse nível. A taxa de resfriamento pode ser aumentada pela diminuição da pressão a níveis abaixo de 0,61 kPa, mas isso não é desejável por causa do risco de congelamento e do custo adicional.

No resfriamento a vácuo, existem dois estágios distintos. No primeiro estágio, os produtos à temperatura ambiente, digamos a 25 °C, são colocados na câmara e a operação se inicia. A temperatura da câmara permanece constante até a *pressão de saturação* ser atingida, que é de 3,17 kPa a 25 °C. No segundo estágio, as condições de saturação são mantidas no interior da câmara a *pressões progressivamente mais baixas* (e a *temperaturas mais baixas* correspondentes) até que a temperatura desejada seja atingida (Fig. 3–14).

O resfriamento a vácuo é geralmente mais caro do que o resfriamento convencional, e seu uso limita-se às aplicações que resultam em resfriamento muito mais

TABELA 3–2

Variação da pressão atmosférica padrão e da temperatura de ebulição (saturação) da água em função da altitude

Altitude (m)	Pressão atmosférica (kPa)	Temperatura de ebulição (°C)
0	101,33	100,0
1.000	89,55	96,5
2.000	79,50	93,3
5.000	54,05	83,3
10.000	26,50	66,3
20.000	5,53	34,7

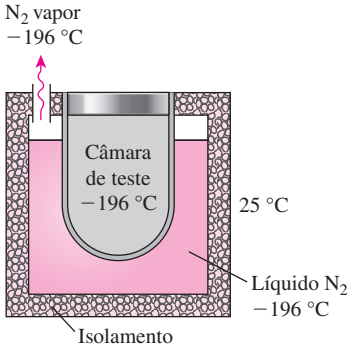


FIGURA 3–13 A temperatura do nitrogênio líquido exposto à atmosfera permanece constante a −196 °C e, portanto, ele mantém a câmara de testes a −196 °C.

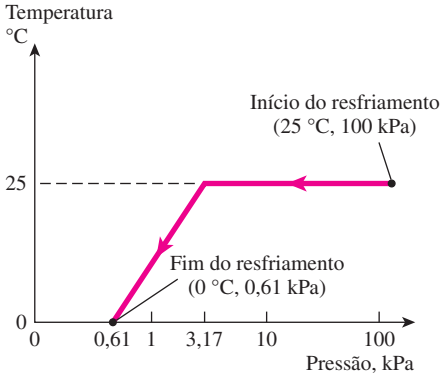


FIGURA 3–14 A variação da temperatura de frutas e vegetais com a pressão durante o resfriamento a vácuo de 25 a 0 °C.

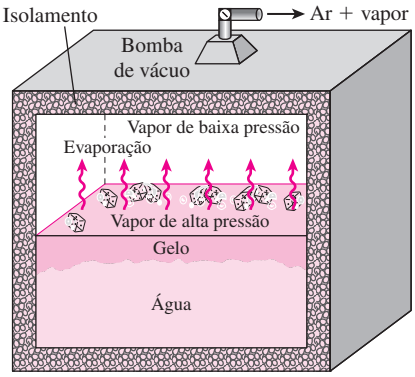


FIGURA 3–15 Em 1775, o gelo foi fabricado pela evacuação do espaço ocupado pelo ar em um tanque de água.

rápido. Produtos com elevada área superficial por unidade de massa e com alta tendência a liberar umidade, como alface e espinafre, são adequados para o resfriamento a vácuo. Produtos com baixa razão entre área superficial e massa não são adequados, particularmente aqueles que têm cascas relativamente impermeáveis, como tomates e pepinos. Alguns produtos, como cogumelos e ervilhas, podem ser resfriados a vácuo após serem umedecidos.

O resfriamento a vácuo que acabamos de descrever torna-se **congelamento a vácuo** se a pressão de vapor na câmara de vácuo cair abaixo de 0,61 kPa (pressão de saturação da água a 0 °C). A ideia de fazer gelo usando uma bomba a vácuo não é nova. Na verdade, o Dr. William Cullen fez gelo na Escócia em 1775 retirando o ar de um tanque de água (Fig. 3–15).

As **embalagens de gelo** são usadas em aplicações de resfriamento em pequena escala para remover o calor e manter os produtos frios durante o transporte, aproveitando o grande calor latente de fusão da água. Entretanto, seu uso limita-se aos produtos que não são danificados pelo contato com o gelo. Além disso, o gelo oferece tanto *umidade* como *refrigeração.*

3–4 DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES PARA OS PROCESSOS DE MUDANÇA DE FASE

É mais fácil estudar e entender as variações das propriedades durante os processos de mudança de fase com o auxílio dos diagramas de propriedades. A seguir, desenvolvemos e discutimos os diagramas *T*-*v*, *P*-*v* e *P*-*T* das substâncias puras.

1 O diagrama *T*-*v*

O processo de mudança de fase da água à pressão de 1 atm foi descrito em detalhes na última seção e traçado em um diagrama *T*-*v* na Fig. 3–11. Agora, repetiremos esse processo a pressões diferentes para desenvolver o diagrama *T*-*v*.

Iremos adicionar pesos sobre o pistão até que a pressão dentro do cilindro atinja 1 MPa. Nessa pressão, a água tem um volume específico menor do que à pressão de 1 atm. À medida que o calor é transferido para a água nessa nova pressão, o processo segue uma trajetória que se parece muito com a trajetória do processo à pressão de 1 atm, como mostra a Fig. 3–16. Entretanto, há algumas diferenças importantes. Em primeiro lugar, nessa pressão a água começa a ferver a uma temperatura bem mais alta (179,9 °C). Em segundo lugar, o volume específico do líquido saturado é maior, e o volume específico do vapor saturado é menor que os valores correspondentes à pressão de 1 atm. Ou seja, a linha horizontal que conecta os estados de líquido saturado e vapor saturado é significativamente menor.

À medida que a pressão aumenta mais, essa linha de saturação continua a encolher, como mostra a Fig. 3–16, tornando-se um ponto quando a pressão atinge 22,06 MPa (no caso específico da água). Esse ponto é chamado de **ponto crítico**, sendo definido como *o ponto no qual os estados de líquido saturado e vapor saturado são idênticos*.

A temperatura, a pressão e o volume específico de uma substância no ponto crítico são chamados respectivamente de *temperatura crítica* T_{cr}, *pressão crítica* P_{cr} e *volume específico crítico* v_{cr}. As propriedades do ponto crítico da água são $P_{cr} = 22{,}06$ MPa, $T_{cr} = 373{,}95$ °C e $v_{cr} = 0{,}003106$ m^3/kg. Para o hélio, elas são

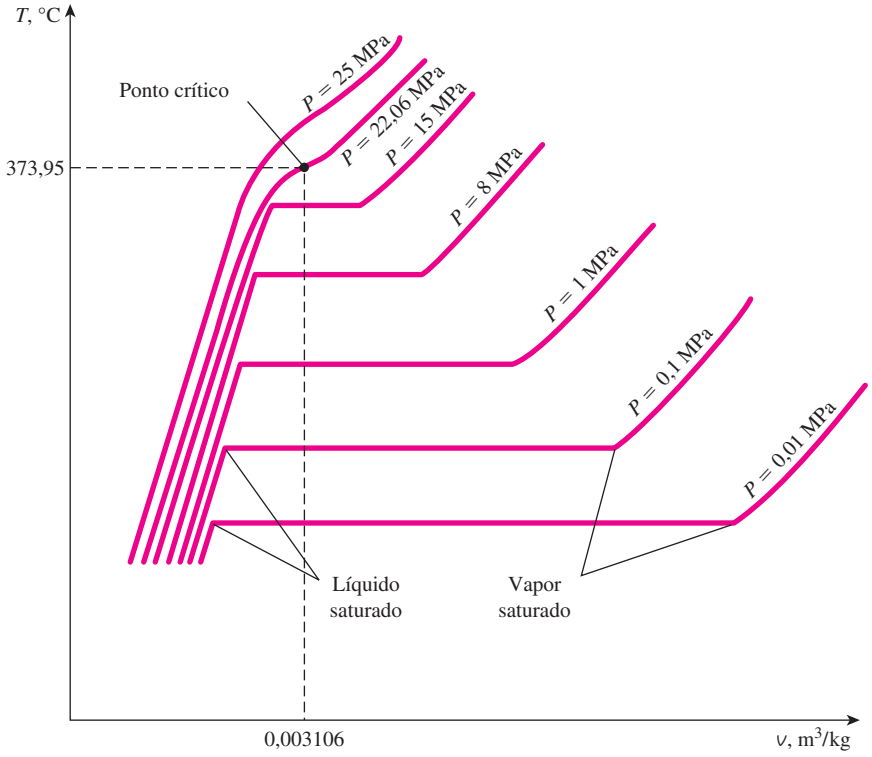


FIGURA 3–16 Diagrama *T*-*v* dos processos de mudança de fase a pressão constante para uma substância pura a diversas pressões (valores numéricos para a água).

0,23 MPa, −267,85 °C e 0,01444 m³/kg. Propriedades críticas de diversas substâncias são apresentadas na Tab. A–1 do Apêndice.

A pressões acima da pressão crítica, não existe um processo identificável de mudança de fase (Fig. 3–17). Em vez disso, o volume específico da substância aumenta continuamente, sempre existindo uma única fase presente. A partir de um determinado momento, ela se parecerá com vapor, mas nunca poderemos dizer quando a mudança ocorreu. Acima do estado crítico, não existe uma linha separando a região de líquido comprimido da região de vapor superaquecido. Entretanto, costuma-se chamar a substância de vapor superaquecido a temperaturas acima da temperatura crítica, e de líquido comprimido a temperaturas abaixo da temperatura crítica.

Os estados de líquido saturado da Fig. 3–16 podem ser ligados por uma linha chamada **linha de líquido saturado**, e os estados de vapor saturado da mesma figura podem ser ligados por outra linha chamada **linha de vapor saturado**. Essas duas linhas se encontram no ponto crítico, formando uma curva como mostra a Fig. 3–18*a*. Todos os estados de líquido comprimido estão localizados na região à esquerda da linha de líquido saturado, chamada **região de líquido comprimido**. Todos os estados de vapor superaquecido estão localizados à direita da linha de vapor saturado, chamada **região de vapor superaquecido**. Nessas duas regiões, existe uma única fase da substância, líquido ou vapor. Todos os estados que contenham ambas as fases em equilíbrio estão localizados sob a curva, chamada **região de mistura líquido-vapor saturada** ou **região úmida**.

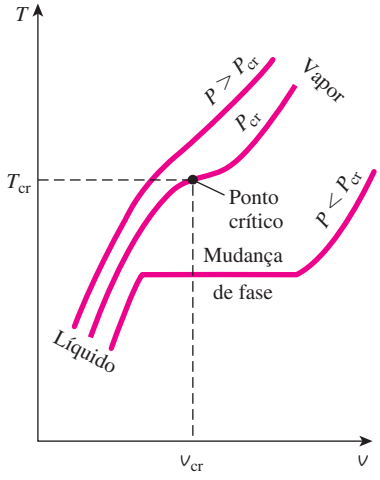
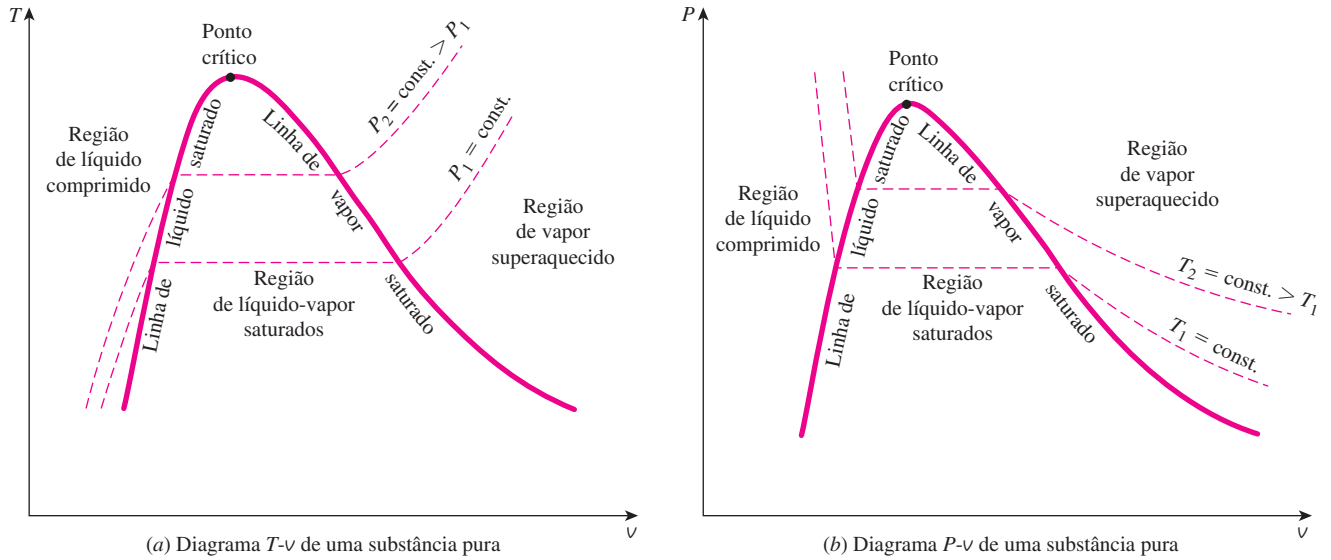


FIGURA 3–17 A pressões supercríticas ($P > P_{cr}$), não há como caracterizar um processo de mudança de fase (ebulição).



(*a*) Diagrama *T*-*v* de uma substância pura

(*b*) Diagrama *P*-*v* de uma substância pura

FIGURA 3–18 Diagramas de propriedades de uma substância pura.

2 O diagrama *P*-*v*

A forma geral do diagrama *P*-*v* de uma substância pura é muito parecida com o diagrama *T*-*v*, mas as linhas de *T* constante desse diagrama apresentam uma tendência descendente, como mostra a Fig. 3–18*b*.

Considere novamente um arranjo pistão-cilindro que contenha água líquida a 1 MPa e 150 °C. Nesse estado, a água se encontra como líquido comprimido. Agora os pesos na parte superior do pistão são removidos um a um, para que a pressão dentro do cilindro diminua gradualmente (Fig. 3–19). A água pode trocar calor com a vizinhança, de modo que sua temperatura permaneça constante. À medida que a pressão diminui, o volume da água aumenta ligeiramente. Quando a pressão atinge o valor de saturação à temperatura especificada (0,4762 MPa), a água começa a ferver. Durante esse processo de vaporização, a temperatura e a pressão permanecem constantes, mas o volume específico aumenta. Após a última gota de líquido se transformar em vapor, uma redução na pressão resulta em um aumento do volume específico. Observe que durante o processo de mudança de fase, não removemos nenhum peso. Isso faria com que a pressão, e portanto a temperatura, caísse [uma vez que $T_{sat} = f(P_{sat})$], e o processo não mais seria isotérmico.

Quando o processo se repete para outras temperaturas, trajetórias semelhantes são obtidas para os processos de mudança de fase. Conectando os estados de líquido e vapor saturados com uma curva, obtemos o diagrama *P*-*v* de uma substância pura, como mostra a Fig. 3–18*b*.

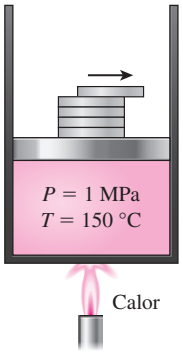
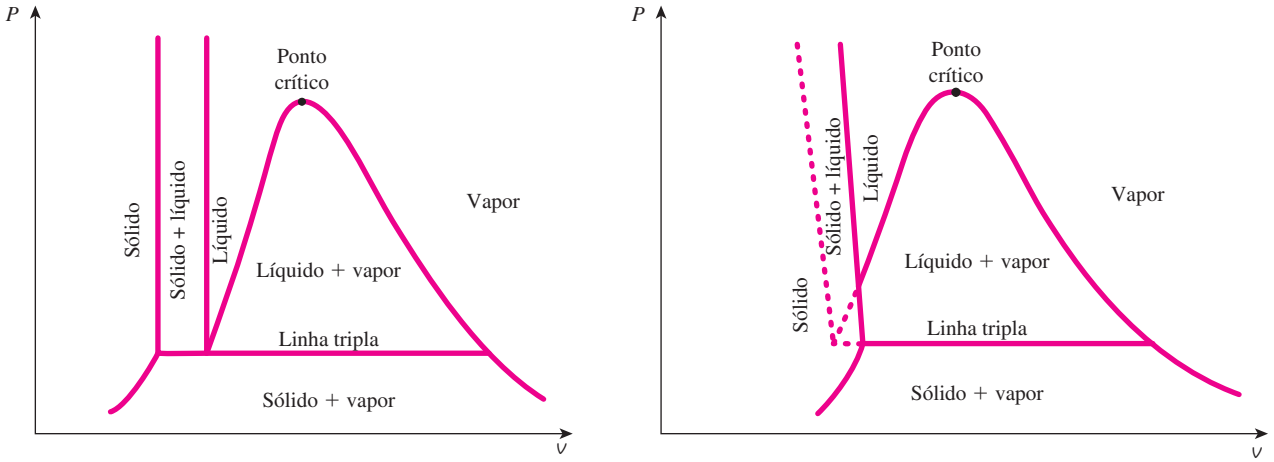


FIGURA 3–19 A pressão em um arranjo pistão-cilindro pode ser reduzida com a redução do peso do pistão.

Estendendo os diagramas para incluir a fase sólida

Os dois diagramas de equilíbrio desenvolvidos até agora representam os estados de equilíbrio que contêm apenas as fases líquida e vapor. Entretanto, esses diagramas podem ser facilmente estendidos para incluir a fase sólida, assim como as regiões de saturação sólido-líquido e sólido-vapor. Os princípios básicos discutidos



(*a*) Diagrama *P*-*v* de uma substância que se contrai ao solidificar

(*b*) Diagrama *P*-*v* de uma substância que se expande ao solidificar (tal como a água)

FIGURA 3–20 Diagramas *P*-*v* de substâncias diferentes.

juntamente com o processo de mudança de fase líquido-vapor aplicam-se igualmente aos processos de mudança de fase sólido-líquido e sólido-vapor. A maioria das substâncias se contrai durante o processo de solidificação (ou seja, congelamento). Outras, como a água, se expandem à medida que congelam. Os diagramas *P*-*v* de ambos os grupos de substâncias são apresentados nas Figs. 3–20*a* e 3–20*b*. Esses dois diagramas diferem apenas na região de saturação sólido-líquido. Diagramas *T*-*v* se parecem muito com os diagramas *P*-*v*, particularmente para as substâncias que se contraem ao congelar.

O fato de a água se expandir ao congelar tem consequências vitais na natureza. Se a água se contraísse no congelamento como a maioria das outras substâncias, o gelo formado seria mais pesado que a água líquida e assentaria no fundo de rios, lagos e oceanos, em vez de flutuar. Os raios do Sol nunca atingiriam essas camadas de gelo, e o fundo de muitos rios, lagos e oceanos ficaria coberto de gelo em determinadas épocas, prejudicando seriamente a vida marinha.

Todos estamos acostumados com as duas fases em equilíbrio, mas sob determinadas condições todas as três fases de uma substância pura coexistem em equilíbrio (Fig. 3–21). Nos diagramas *P*-*v* ou *T*-*v*, esses estados de fases triplas formam uma linha chamada **linha tripla**. Os estados sobre linha tripla de uma substância têm a mesma pressão e temperatura, mas têm volumes específicos diferentes. As linhas triplas aparecem como um ponto dos diagramas *P*-*T* e, portanto, frequentemente são chamadas de **ponto triplo**. As temperaturas e pressões do ponto triplo de várias substâncias são mostradas na Tab. 3–3. Para a água, a temperatura e a pressão do ponto triplo são de 0,01 °C e 0,6117 kPa, respectivamente. Ou seja, todas as três fases da água coexistem em equilíbrio apenas se a temperatura e a pressão tiverem exatamente esses valores. Nenhuma substância pode existir na fase líquida em equilíbrio estável a pressões abaixo da pressão do ponto triplo. O mesmo pode ser dito sobre a temperatura para substâncias que se contraem ao congelar. Entretanto, as substâncias a altas pressões podem existir na fase líquida a temperaturas abaixo da temperatura do ponto triplo. Por exemplo, a água não pode existir na forma líquida em equilíbrio à pressão atmosférica em

FIGURA 3–21 Na pressão e temperatura do ponto triplo, as três fases de uma substância se encontram em equilíbrio.

TABELA 3–3

Temperaturas e pressões do ponto triplo para diversas substâncias

Substância	Fórmula	T_{pt}, K	P_{pt}, kPa
Acetileno	C_2H_2	192,4	120
Amônia	NH_3	195,40	6,076
Argônio	A	83,81	68,9
Carbono (grafite)	C	3.900	10.100
Dióxido de carbono	CO_2	216,55	517
Monóxido de carbono	CO	68,10	15,37
Deutério	D_2	18,63	17,1
Etano	C_2H_6	89,89	8×10^{-4}
Etileno	C_2H_4	104,0	0,12
Hélio 4 (ponto λ)	He	2,19	5,1
Hidrogênio	H_2	13,84	7,04
Cloreto de hidrogênio	HCl	158,96	13,9
Mercúrio	Hg	234,2	$1,65 \times 10^{-7}$
Metano	CH_4	90,68	11,7
Neônio	Ne	24,57	43,2
Óxido nítrico	NO	109,50	21,92
Nitrogênio	N_2	63,18	12,6
Óxido nitroso	N_2O	182,34	87,85
Oxigênio	O_2	54,36	0,152
Paládio	Pd	1.825	$3,5 \times 10^{-3}$
Platina	Pt	2.045	$2,0 \times 10^{-4}$
Dióxido de enxofre	SO_2	197,69	1,67
Titânio	Ti	1.941	$5,3 \times 10^{-3}$
Hexafluoreto de urânio	UF_6	337,17	151,7
Água	H_2O	273,16	0,61
Xenônio	Xe	161,3	81,5
Zinco	Zn	692,65	0,065

Fonte: Dados do National Bureau of Standards (U.S.) Circ., 500 (1952).

temperaturas abaixo de 0 °C, mas ela pode existir como um líquido a −20 °C à pressão de 200 MPa. Da mesma forma, o gelo existe em sete fases sólidas diferentes a pressões acima de 100 MPa.

Existem duas maneiras pelas quais uma substância pode passar da fase sólida para a de vapor: ela pode derreter primeiro, transformando-se em líquido, para depois evaporar, ou ela pode evaporar diretamente sem derreter. Esta última maneira ocorre a pressões abaixo do valor do ponto triplo, uma vez que uma substância pura não pode existir na fase líquida nessas pressões (Fig. 3–22). A passagem direta da fase sólida para a fase de vapor é chamada de **sublimação**. Para as substâncias que têm a pressão do ponto triplo acima da pressão atmosférica, como o CO_2 sólido (gelo seco), a sublimação é a única forma de mudar da fase de sólido para a fase de vapor em condições atmosféricas.

FIGURA 3–22 A baixas pressões (abaixo do valor do ponto triplo), os sólidos evaporam sem derreter (sublimação).

3 O diagrama *P-T*

A Fig. 3–23 mostra o diagrama *P-T* de uma substância pura. Esse diagrama é frequentemente chamado de **diagrama de fase**, uma vez que todas as três fases são separadas umas das outras por três linhas; assim, a linha de sublimação separa as regiões de sólido e vapor, a linha de vaporização separa as regiões de líquido

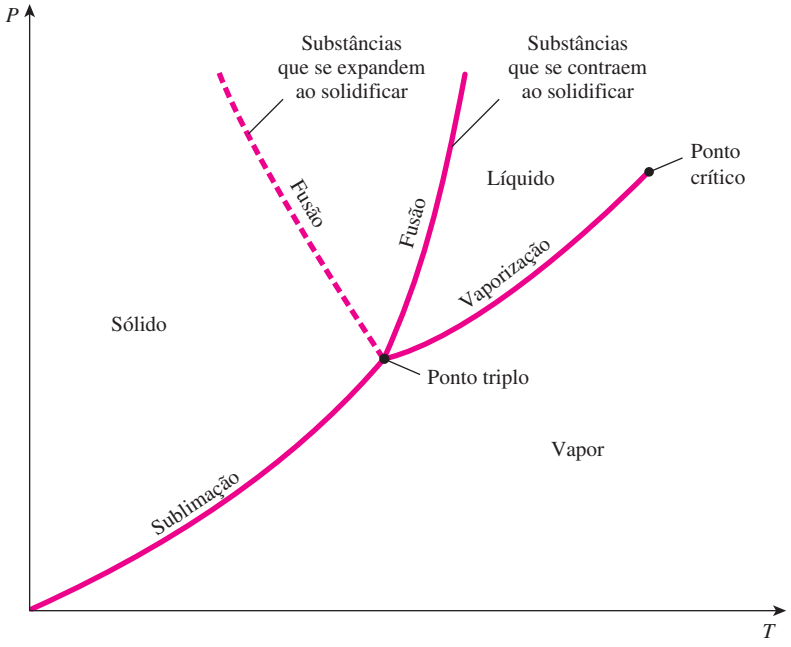


FIGURA 3–23 Diagrama *P-T* das substâncias puras.

e vapor e a linha de fusão separa as regiões sólida e líquida. Essas três linhas se encontram no ponto triplo, onde todas as três fases coexistem em equilíbrio. A linha de vaporização termina no ponto crítico, já que não é possível fazer nenhuma distinção entre as fases de líquido e vapor acima do ponto crítico. As substâncias que se expandem e contraem na solidificação diferem apenas na linha de fusão do diagrama *P-T*.

Superfície *P-v-T*

O estado de uma substância compressível simples é determinado por duas propriedades intensivas independentes. Após a determinação adequada das duas propriedades, todas as outras propriedades tornam-se dependentes. Lembrando que toda equação com duas variáveis independentes na forma $z = z(x, y)$ representa uma superfície no espaço, podemos representar o comportamento *P-v-T* de uma substância como uma superfície no espaço, como mostram as Figs. 3–24 e 3–25. Aqui *T* e *v* podem ser visualizados como variáveis independentes (a base) e *P* como a variável dependente (a altura).

Todos os pontos da superfície representam estados de equilíbrio. Todos os estados ao longo do percurso de um processo quase estático estão sobre a superfície *P-v-T*, uma vez que tal processo deve passar através de estados de equilíbrio. As regiões de fase única aparecem como superfícies curvas na superfície *P-v-T*, e as regiões de duas fases aparecem como superfícies perpendiculares ao plano *P-T*. Isso era esperado, uma vez que projeções de regiões de duas fases do plano *P-T* são linhas.

Todos os diagramas bidimensionais que discutimos até agora são apenas projeções dessa superfície tridimensional nos planos apropriados. Um diagrama *P-v* é apenas uma projeção da superfície *P-v-T* no plano *P-v*, e um diagrama *T-v* nada mais é do que uma vista em perspectiva dessa superfície. As superfícies *P-v-T*

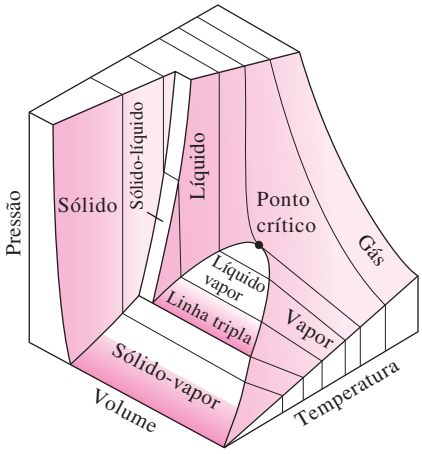


FIGURA 3–24 Superfície *P-v-T* de uma substância que se *contrai* ao solidificar.

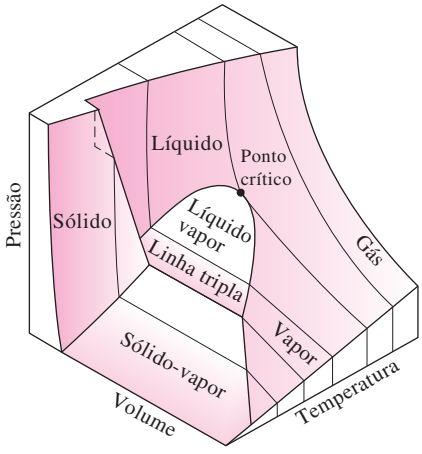


FIGURA 3–25 Superfície *P-v-T* de uma substância que se *expande* ao solidificar (como a água).

apresentam uma grande quantidade de informações simultaneamente, porém, em uma análise termodinâmica, é mais conveniente trabalhar com diagramas bidimensionais, como os diagramas P-v e T-v.

3–5 TABELAS DE PROPRIEDADES

Para a maioria das substâncias, as relações entre propriedades termodinâmicas são complexas demais para serem expressas por meio de equações simples. Assim, as propriedades quase sempre são apresentadas na forma de tabelas. Algumas propriedades termodinâmicas podem ser medidas com facilidade, mas outras nem tanto, e devem ser calculadas usando-se as relações entre elas e as propriedades mensuráveis. Os resultados dessas medições e cálculos são apresentados em tabelas com formato conveniente. Na discussão a seguir, tabelas de vapor de água são utilizadas para demonstrar o uso de tabelas de propriedades termodinâmicas. Tabelas de propriedades para outras substâncias são usadas da mesma maneira.

Para cada substância, suas propriedades termodinâmicas podem estar relacionadas em mais de uma tabela. Na verdade, uma tabela separada é preparada para cada região de interesse, como as regiões de vapor superaquecido, líquido comprimido e de mistura saturada. Tabelas de propriedades em unidades do SI e em unidades inglesas são apresentadas no Apêndice. As tabelas em unidades inglesas são identificadas com o mesmo número correspondente nas tabelas do SI, seguidas por um identificador E. As Tabs. A–6 e A–6E, por exemplo, listam as propriedades do vapor de água superaquecido em unidades no SI e no sistema inglês respectivamente. Entretanto, antes de discutirmos as tabelas de propriedades, definiremos uma nova propriedade chamada *entalpia*.

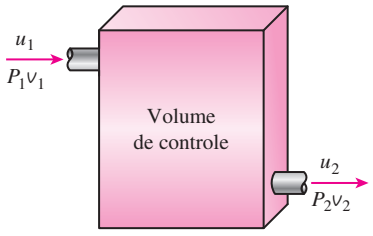


FIGURA 3–26 A combinação $u + Pv$ é geralmente encontrada na análise de volumes de controle.

Entalpia – uma propriedade combinada

Ao examinar as tabelas, podemos encontrar duas novas propriedades: entalpia h e entropia s. A entropia é uma propriedade associada à segunda lei da termodinâmica, e nós não a usaremos até sua definição formal no Cap. 7. Entretanto, é apropriada a apresentação da entalpia neste ponto.

Na análise de determinados tipos de processo, particularmente na geração de potência e refrigeração (Fig. 3–26), frequentemente encontramos a combinação das propriedades $u + Pv$. Em nome da simplicidade e da conveniência, essa combinação é definida como uma nova propriedade, a **entalpia**, que recebe o símbolo h:

$$h = u + Pv \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{3–1}$$

ou

$$H = U + PV \qquad (\text{kJ}) \tag{3–2}$$

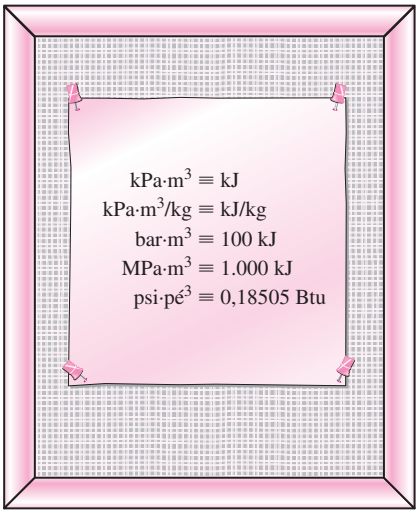


FIGURA 3–27 O produto *pressão* × *volume* tem unidades de energia.

Tanto a entalpia total H quando a entalpia específica h são chamadas apenas de entalpia, uma vez que o contexto esclarece qual deve ser usada. Observe que as equações acima são dimensionalmente homogêneas. Ou seja, a unidade do produto pressão-volume tem unidade de energia (Fig. 3–27). Por exemplo, pode ser facilmente demonstrado que 1 kPa·m^3 = 1 kJ. Em algumas tabelas encontradas na prática, a energia interna u frequentemente não é listada, podendo contudo ser determinada a partir de $u = h - Pv$.

O amplo uso da propriedade entalpia deve-se ao professor Richard Mollier, que reconheceu a importância do grupo $u + Pv$ na análise de turbinas a vapor e na representação das propriedades do vapor na forma tabular e gráfica (como no famoso diagrama de Mollier). Mollier inicialmente chamou o grupo $u + Pv$ de *conteúdo de calor* e *calor total*. Esses termos não são muito consistentes com a terminologia moderna da termodinâmica e foram substituídos na década de 1930 pelo termo *entalpia* (da palavra grega *enthalpien,* que significa *aquecer*).

1a Estados de líquido saturado e vapor saturado

As propriedades da água nos estados de líquido e vapor saturados estão listadas nas Tabs. A–4 e A–5. Ambas as tabelas oferecem as mesmas informações. A única diferença é que na Tab. A–4 as propriedades estão listadas em função da temperatura e na Tab. A–5 em função da pressão. Assim, é mais conveniente usar a Tab. A–4 quando a *temperatura* for fornecida e a Tab. A–5 quando a *pressão* for fornecida. O uso da Tab. A–4 é ilustrado na Fig. 3–28.

O subíndice l é usado para indicar as propriedades do líquido saturado e o subíndice v para indicar as propriedades do vapor saturado. Outro subscrito muito usado é o lv, que denota a diferença entre os valores do vapor saturado e do líquido saturado para a mesma propriedade. Por exemplo,

v_l = volume específico do líquido saturado
v_v = volume específico do vapor saturado
v_{lv} = diferença entre v_v e v_l (ou seja, $v_{lv} = v_v - v_l$)

A quantidade h_{lv} é chamada de **entalpia da vaporização** (ou calor latente de vaporização), e representa a quantidade de energia necessária para vaporizar uma massa unitária de líquido saturado a uma determinada temperatura ou pressão. Ela diminui à medida que a temperatura ou a pressão aumenta e torna-se zero no ponto crítico.

Temp. °C T	Pressão sat. kPa P_{sat}	Volume específico m³/kg: Líquido sat. v_l	Volume específico m³/kg: Vapor sat. v_v
85	57,868	0,001032	2,8261
90	70,183	0,001036	2,3593
95	84,609	0,001040	1,9808

Temperatura
Pressão de saturação correspondente
Volume específico do líquido saturado
Volume específico do vapor saturado

FIGURA 3–28 Uma listagem parcial da Tab. A–4.

EXEMPLO 3–1 Pressão de um líquido saturado em um tanque

Um tanque rígido contém 50 kg de água líquida saturada a 90 °C. Determine a pressão e o volume do tanque.

SOLUÇÃO Um tanque rígido contém água líquida saturada. A pressão e o volume do tanque devem ser determinados.

Análise O estado da água líquida saturada é mostrado em um diagrama T-v na Fig. 3–29. Como as condições no tanque correspondem à saturação, a pressão no tanque deve ser a pressão de saturação a 90 °C:

$$P = P_{sat\ @\ 90\ °C} = \mathbf{70{,}183\ kPa} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

O volume específico do líquido saturado a 90 °C é

$$v = v_{l\ @\ 90\ °C} = 0{,}001036\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

Então, o volume total do tanque resulta

$$V = mv = (50\ \text{kg})(0{,}001036\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0{,}0518\ m^3}$$

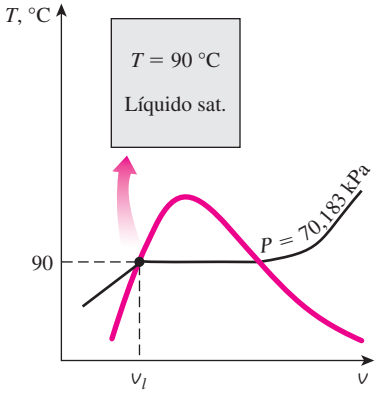


FIGURA 3–29 Esquema e diagrama T-v do Exemplo 3–1.

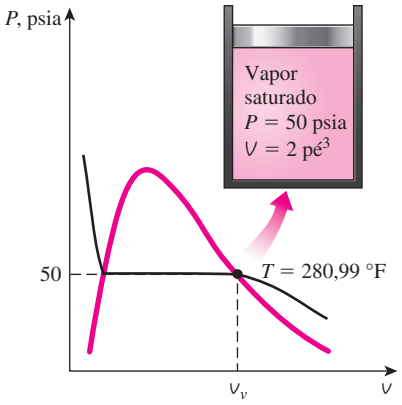


FIGURA 3–30 Esquema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 3–2.

EXEMPLO 3–2 Temperatura do vapor saturado em um cilindro

Um arranjo pistão-cilindro contém 2 pés³ de vapor de água saturada a pressão de 50 psia. Determine a temperatura e a massa de vapor dentro do cilindro.

SOLUÇÃO Um cilindro contém vapor de água saturada. A temperatura e a massa do vapor devem ser determinados.

Análise O estado do vapor de água saturada é mostrado no diagrama *P*-*v* na Fig. 3–30. Como o cilindro contém vapor saturado a 50 psia, a temperatura em seu interior deve ser a temperatura de saturação a essa pressão:

$$T = T_{\text{sat @ 50 psia}} = \mathbf{280{,}99\ °F} \qquad \text{(Tab. A–5E)}$$

O volume específico do vapor saturado a 50 psia é

$$v = v_{v\ @\ 50\ \text{psia}} = 8{,}5175\ \text{pé}^3/\text{lbm} \qquad \text{(Tab. A–5E)}$$

Então a massa do vapor de água dentro do cilindro é

$$m = \frac{V}{v} = \frac{2\ \text{pé}^3}{8{,}5175\ \text{pé}^3/\text{lbm}} = \mathbf{0{,}235\ lbm}$$

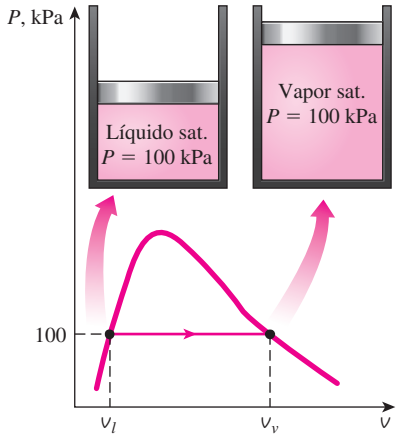


FIGURA 3–31 Esquema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 3–3.

EXEMPLO 3–3 Variação de volume e energia durante a evaporação

Uma massa de 200 g de água líquida saturada é completamente vaporizada a uma pressão constante de 100 kPa. Determine (*a*) a variação de volume e (*b*) a quantidade de energia transferida para a água.

SOLUÇÃO Água líquida saturada é vaporizada a pressão constante. A mudança do volume e a energia transferida devem ser determinadas.

Análise (*a*) O processo descrito é ilustrado em um diagrama *P*-*v* na Fig. 3–31. A variação de volume por unidade de massa durante um processo de vaporização é v_{lv}, que é a diferença entre v_v e v_l. Lendo esses valores na Tab. A–5 a 100 kPa e fazendo a substituição temos

$$v_{lv} = v_v - v_l = 1{,}6941 - 0{,}001043 = 1{,}6931\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Assim,

$$\Delta V = m v_{lv} = (0{,}2\ \text{kg})(1{,}6931\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0{,}3386\ m^3}$$

(*b*) A quantidade de energia necessária para vaporizar uma massa unitária de uma substância a uma determinada pressão é a entalpia de vaporização àquela pressão, que é $h_{lv} = 2.257{,}5$ kJ/kg para a água a 100 kPa. Assim, a quantidade de energia transferida é

$$m h_{lv} = (0{,}2\ \text{kg})(2257{,}5\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{451{,}5\ kJ}$$

Discussão Observe que consideramos as quatro primeiras casas decimais de v_{lv} e ignoramos as restantes. Isso foi feito porque apenas as quatro primeiras casas decimais são significativas para v_v. Se copiássemos todos os dígitos da calculadora, estaríamos admitindo que $v_v = 1{,}694100$, o que não é necessariamente o caso. O resultado poderia muito bem ser $v_v = 1{,}694138$, uma vez que esse número também pode ser arredondado para 1,6941. Todos os algarismos de nosso resultado (1,6931) são significativos. Mas se não tivéssemos arredondado o resultado, obteríamos $v_{lv} = 1{,}693057$, o que daria a falsa impressão de que o resultado obtido é exato até a sexta casa decimal.

1b Mistura de líquido e vapor saturados

Durante um processo de vaporização, uma substância existe parte como líquido e parte como vapor. Ou seja, ela é uma mistura de líquido saturado e vapor saturado (Fig. 3–32). Para analisar essa mistura adequadamente, precisamos conhecer as proporções das fases líquido e vapor da mistura. Isso é feito definindo uma nova propriedade chamada de **título** x como a relação entre a massa do vapor e a massa total da mistura:

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \tag{3–3}$$

onde

$$m_{\text{total}} = m_{\text{liq}} + m_{\text{vapor}} = m_l + m_v$$

O título tem significado apenas para as *misturas saturadas*. Não faz sentido falar em título para as regiões de líquido comprimido ou de vapor superaquecido. Seu valor está entre 0 e 1. O título de um sistema composto por *líquido saturado* é 0 (0%), e o título de um sistema composto por *vapor saturado* é 1 (ou 100%). Nas misturas saturadas, o título pode ser uma das duas propriedades intensivas independentes necessárias para descrever um estado. Observe que as *propriedades do líquido saturado são as mesmas, independentemente de ele sozinho ou em uma mistura com vapor saturado*. Durante o processo de vaporização, apenas a quantidade de líquido saturado muda, e não suas propriedades. O mesmo pode ser dito sobre o vapor saturado.

Uma mistura saturada pode ser tratada como uma combinação de dois subsistemas: o líquido saturado e o vapor saturado. Entretanto, a quantidade de massa de cada fase é geralmente desconhecida. Assim, é quase sempre mais conveniente supor que as duas fases se misturam bem, formando uma mistura homogênea (Fig. 3–33). Assim, as propriedades dessa "mistura" serão simplesmente as propriedades médias da mistura líquido-vapor saturada. Esse procedimento é mostrado a seguir.

Considere um tanque contendo um mistura de líquido-vapor saturado. O volume ocupado pelo líquido saturado é V_l e o volume ocupado pelo vapor saturado é Vv.

O volume total V é a soma dos dois:

$$V = V_l + V_v$$

$$V = mv \longrightarrow m_t v_{\text{med}} = m_l v_l + m_v v_v$$

$$m_l = m_t - m_v \longrightarrow m_t v_{\text{med}} = (m_t - m_v) v_l + m_v v_v$$

Dividindo por m_t temos

$$v_{\text{med}} = (1 - x) v_l + x v_v$$

já que $x = m_v / m_t$. Essa relação pode também ser expressa como

$$v_{\text{med}} = v_l + x v_{lv} \qquad (\text{m}^3/\text{kg}) \tag{3–4}$$

onde $v_{lv} = v_v - v_l$. Resolvendo para o título obtemos

$$x = \frac{v_{\text{med}} - v_l}{v_{lv}} \tag{3–5}$$

Com base nessa equação, o título pode ser relacionado às distâncias horizontais de um diagrama P-v ou T-v (Fig. 3–34). A uma determinada temperatura ou pressão, o numerador da Eq. 3–5 é a distância entre o estado real e o estado líquido

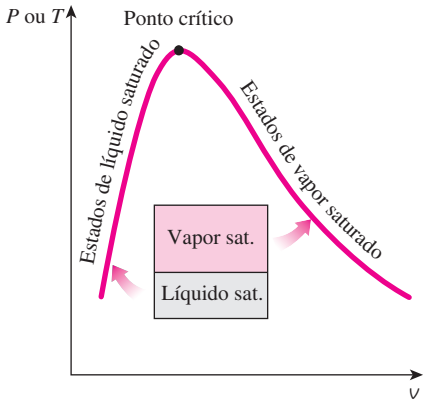


FIGURA 3–32 As quantidades relativas das fases líquido e vapor de uma mistura saturada são especificadas pelo *título x*.

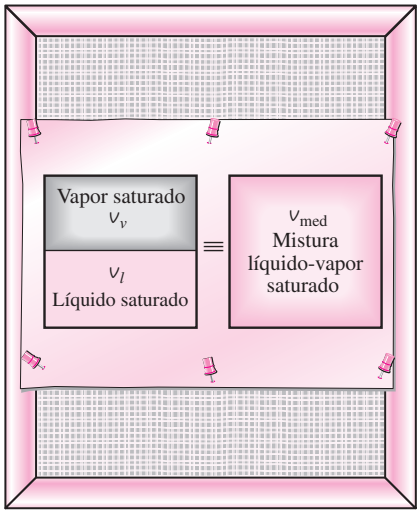


FIGURA 3–33 Por conveniência, um sistema bifásico pode ser tratado como uma mistura homogênea.

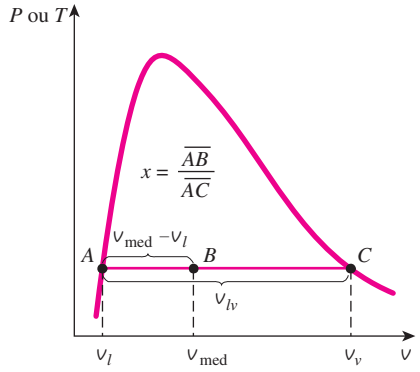


FIGURA 3–34 O título está relacionado às distâncias horizontais nos diagramas *P*-*v* e *T*-*v*.

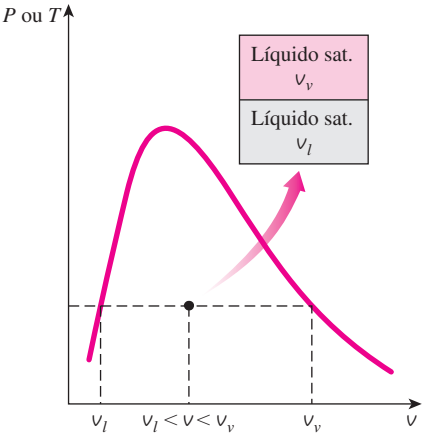


FIGURA 3–35 O valor de *v* para uma mistura líquido-vapor saturado está entre os valores v_l e v_v a uma dada *T* e *P*.

saturado, e o denominador é o comprimento de toda a linha horizontal que une os estados de líquido e de vapor saturados. Um estado com título igual a 50% está na metade dessa linha horizontal.

A análise anterior pode ser repetida para a energia interna e para a entalpia da seguinte forma:

$$u_{med} = u_l + x u_{lv} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3–6}$$

$$h_{med} = h_l + x h_{lv} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3–7}$$

Todos os resultados estão no mesmo formato e podem ser resumidos em uma única equação

$$y_{med} = y_l + x y_{lv}$$

onde *y* é *v*, *u* ou *h*. Para simplificar, o subíndice "med" (de "média") é, em geral, desconsiderado. Os valores das propriedades médias das misturas estão sempre *entre* os valores das propriedades de líquido saturado e de vapor saturado (Fig. 3–35). Ou seja,

$$y_l \le y_{med} \le y_v$$

Finalmente, todos os estados de uma mistura saturada estão localizados sob a curva de saturação, e tudo que precisamos para analisar as misturas saturadas são dados do vapor e do líquido saturados (Tabs. A–4 e A–5 no caso da água).

EXEMPLO 3–4 Pressão e volume de uma mistura saturada

Um tanque rígido contém 10 kg de água a 90 °C. Se 8 kg de água estiverem na forma líquida e o restante estiver na forma de vapor, determine (*a*) a pressão no tanque e (*b*) o volume do tanque.

SOLUÇÃO Um tanque rígido contém uma mistura saturada. A pressão e o volume do tanque devem ser determinados.

Análise (*a*) O estado da mistura líquido-vapor saturada é mostrado na Fig. 3–36. Como as duas fases coexistem em equilíbrio, temos uma mistura saturada, e a pressão deve ser a pressão de saturação na temperatura em questão:

$$P = P_{\text{sat @ 90 °C}} = \mathbf{70{,}183\ kPa} \text{ (Tab. A–4)}$$

(*b*) A 90 °C temos $v_l = 0{,}001036\ \text{m}^3/\text{kg}$ e $v_v = 2{,}3593\ \text{m}^3/\text{kg}$ (Tab. A–4). Uma forma de encontrar o volume do tanque é determinar o volume que cada fase ocupa e, em seguida, somá-los:

$$\begin{aligned} V &= V_l + V_v = m_l v_l + m_v v_v \\ &= (8\ \text{kg})(0{,}001036\ \text{m}^3/\text{kg}) + (2\ \text{kg})(2{,}3593\ \text{m}^3/\text{kg}) \\ &= \mathbf{4{,}73\ m^3} \end{aligned}$$

Outra forma é determinar primeiro o título *x*, em seguida o volume específico médio *v* e finalmente o volume total:

$$x = \frac{m_v}{m_t} = \frac{2\ \text{kg}}{10\ \text{kg}} = 0{,}2$$

$$\begin{aligned} v &= v_l + x v_{lv} \\ &= 0{,}001036\ \text{m}^3/\text{kg} + (0{,}2)[(2{,}3593 - 0{,}001036)\ \text{m}^3/\text{kg}] \\ &= 0{,}473\ \text{m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

e

$$V = mv = (10\ \text{kg})\ (0{,}473\ \text{m}^3/\text{kg}) = 4{,}73\ \text{m}^3$$

Discussão O primeiro método parece ser mais fácil neste caso, uma vez que as massas de cada fase foram fornecidas. Na maioria dos casos, porém, as massas de cada fase não estão disponíveis, tornando o segundo método mais conveniente.

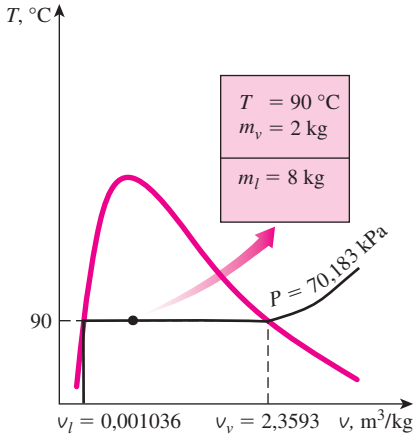


FIGURA 3–36 Esquema e diagrama *T*-*v* para o Exemplo 3–4.

EXEMPLO 3–5 Propriedades de uma mistura líquido-vapor saturada

Um vaso de 80 L contém 4 kg de refrigerante-134a a uma pressão de 160 kPa. Determine (*a*) a temperatura, (*b*) o título, (*c*) a entalpia do refrigerante e (*d*) o volume ocupado pela fase vapor.

SOLUÇÃO Um vaso contém refrigerante-134a. Algumas propriedades do refrigerante devem ser determinadas.

Análise (*a*) O estado da mistura líquido-vapor saturada é mostrado na Fig. 3–37. Nesse ponto não sabemos se o refrigerante está na região de líquido comprimido, vapor superaquecido ou mistura saturada. Isso pode ser determinado pela comparação do valor de uma determinada propriedade com os valores desta propriedade nos estados de líquido saturado e de vapor saturado. A partir das informações do enunciado, podemos determinar o volume específico:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0{,}080\ \text{m}^3}{4\ \text{kg}} = 0{,}02\ \text{m}^3/\text{kg}$$

A 160 kPa, temos

$$v_l = 0{,}0007437\ \text{m}^3/\text{kg}$$
$$v_v = 0{,}12348\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tab. A–12)}$$

Obviamente que $v_l < v < v_v$, e o refrigerante está na região da mistura saturada. Assim, a temperatura deve ser a temperatura de saturação à pressão especificada:

$$T = T_{\text{sat @ 160 kPa}} = \mathbf{-15{,}60\ °C}$$

(*b*) O título pode ser determinado a partir de

$$x = \frac{v - v_l}{v_{lv}} = \frac{0{,}02 - 0{,}0007437}{0{,}12348 - 0{,}0007437} = \mathbf{0{,}157}$$

(*c*) A 160 kPa, lemos também na Tab. A–12 que $h_l = 31{,}21$ kJ/kg e $h_{lv} = 209{,}90$ kJ/kg. Assim,

$$\begin{aligned} h &= h_l + xh_{lv} \\ &= 31{,}21\ \text{kJ/kg} + (0{,}157)(209{,}90\ \text{kJ/kg}) \\ &= \mathbf{64{,}2\ kJ/kg} \end{aligned}$$

(*d*) A massa de vapor é

$$m_v = xm_t = (0{,}157)(4\ \text{kg}) = 0{,}628\ \text{kg}$$

e o volume ocupado pela fase de vapor é

$$V_v = m_v v_v = (0{,}628\ \text{kg})(0{,}12348\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0{,}0775\ m^3}\ \text{(ou 77,5 L)}$$

O restante do volume (2,5 L) é ocupado pelo líquido.

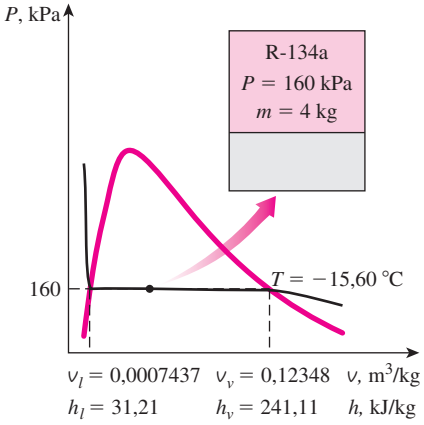


FIGURA 3–37 Equema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 3–5.

T, °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg
	P = 0,1 MPa (99,61 °C)		
Sat.	1,6941	2.505,6	2.675,0
100	1,6959	2.506,2	2.675,8
150	1,9367	2.582,9	2.776,6
⋮	⋮	⋮	⋮
1.300	7,2605	4.687,2	5.413,3
	P = 0,5 MPa (151,83°C)		
Sat.	0,37483	2.560,7	2.748,1
200	0,42503	2.643,3	2.855,8
250	0,47443	2.723,8	2.961,0

FIGURA 3–38 Uma listagem parcial da Tab. A–6.

Tabelas de propriedades encontram-se também disponíveis para as misturas sólido-vapor saturadas. Propriedades da mistura gelo-vapor de água saturada, por exemplo, estão listadas na Tab. A–8. O tratamento de misturas sólido-vapor saturadas é análogo àquele para misturas líquido-vapor saturadas.

2 Vapor superaquecido

Na região à direita da linha de vapor saturado e a temperaturas acima da temperatura do ponto crítico, uma substância existe como vapor superaquecido. Como a região superaquecida é de única fase (apenas a fase vapor), a temperatura e a pressão não são mais propriedades dependentes, podendo ser usadas de forma conveniente como as duas propriedades independentes das tabelas. O formato das tabelas de vapor superaquecido é ilustrado na Fig. 3–38.

Nessas tabelas, as propriedades estão listadas em função da temperatura para pressões selecionadas, começando a partir dos dados de vapor saturado. A temperatura de saturação é mostrada entre parênteses após o valor da pressão. Quando comparado ao vapor saturado, o vapor superaquecido é caracterizado por

Pressões mais baixas ($P < P_{sat}$ a uma determinada T)
Temperaturas mais altas ($T > T_{sat}$ a uma determinada P)
Volumes específicos mais altos ($v > v_v$ a uma determinada P ou T)
Energias internas mais altas ($u > u_v$ a uma determinada P ou T)
Entalpias mais altas ($h > h_v$ a uma determinada P ou T)

EXEMPLO 3–6 Energia interna de um vapor superaquecido

Determine a energia interna da água a 20 psia e 400 °F.

SOLUÇÃO A energia interna da água a um estado especificado deve ser determinada.

Análise A 20 psia, a temperatura de saturação é 227,92 °F. Como $T > T_{sat}$, a água está em uma região de vapor superaquecido. Então a energia interna a uma dada temperatura e pressão é determinada da tabela de vapor superaquecido (Tab. A–6E) e é

$$u = \mathbf{1.145{,}1\ Btu/lbm}$$

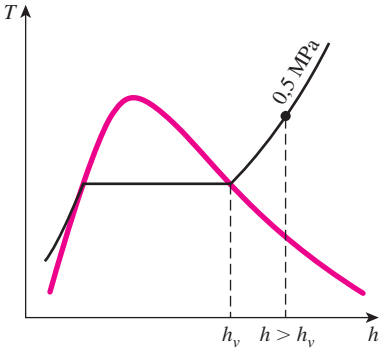


FIGURA 3–39 A uma dada P, o vapor superaquecido possui h mais alta que o vapor saturado (Exemplo 3–7).

EXEMPLO 3–7 Temperatura de um vapor superaquecido

Determine a temperatura da água em um estado em que P = 0,5 MPa e h = 2.890 kJ/kg.

SOLUÇÃO A temperatura da água em um dado estado deve ser determinada.

Análise A 0,5 MPa, a entalpia do vapor de água saturado é h_v = 2.748,1 kJ/kg. Já que $h > h_v$, como mostra a Fig. 3–39, temos um vapor superaquecido. Abaixo de 0,5 MPa, da Tab. A–6 lemos que

T, °C	h, kJ/kg
200	2.855,8
250	2.961,0

Obviamente, a temperatura está entre 200 e 250 °C. Por interpolação linear se tem

$$T = \mathbf{216{,}3\ °C}$$

3 Líquido comprimido

Tabelas de líquido comprimido não são encontradas tão facilmente, e a Tab. A–7 é a única tabela de líquido comprimido deste livro. O formato da Tab. A–7 é muito parecido com o formato das tabelas de vapor superaquecido. Um motivo para a falta de dados para líquido comprimido é a relativa independência das propriedades do líquido comprimido em relação à pressão. A variação das propriedades do líquido comprimido com a pressão é muito pequena. É necessário um aumento de cem vezes na pressão para que a variação das propriedades atinjam valores da ordem de 1%.

Na ausência de dados para o líquido comprimido, uma aproximação geral seria *tratar o líquido comprimido como líquido saturado à mesma temperatura* (Fig. 3–40). Isso porque as propriedades do líquido comprimido dependem muito mais da temperatura do que da pressão. Assim,

$$y \cong y_{l\,@\,T} \tag{3–8}$$

para líquidos comprimidos, onde y é v, u ou h. Dessas três propriedades, a propriedade cujo valor é mais sensível a variações na pressão é a entalpia h. Embora a aproximação anterior resulte em erro desprezível para v e u, o erro em h pode atingir níveis indesejáveis. Entretanto, a pressões e temperaturas de baixas a moderadas, o erro em h pode ser reduzido significativamente pela sua avaliação a partir de

$$h \cong h_{l\,@\,T} + v_{l\,@\,T}(P - P_{\text{sat}\,@T}) \tag{3–9}$$

em vez de tomá-la apenas como h_l. Observe, porém, que a aproximação da Eq. 3–9 não resulta em nenhuma melhoria significativa a temperaturas e pressões de moderadas a altas, e ela pode inclusive resultar em erro maior devido ao excesso de correção a temperaturas e pressões muito altas (*consulte* Kostic, Referência 4).

Em geral, um líquido comprimido é caracterizado por:

Pressões mais altas ($P > P_{\text{sat}}$ a uma determinada T)
Temperaturas mais baixas ($T < T_{\text{sat}}$ a uma determinada P)
Volumes específicos mais baixos ($v < v_l$ a uma determinada P ou T)
Energias internas mais baixas ($u < u_l$ a uma determinada P ou T)
Entalpias mais baixas ($h < h_l$ a uma determinada P ou T)

Entretanto, ao contrário do vapor superaquecido, as propriedades do líquido comprimido não são tão diferentes dos valores correspondentes ao líquido saturado.

FIGURA 3–40 Um líquido comprimido pode ser aproximado como um líquido saturado a uma determinada temperatura.

EXEMPLO 3–8 Aproximação do líquido comprimido como líquido saturado

Determine a energia interna da água líquida comprimida a 80 °C e 5 MPa, usando (*a*) dados da tabela de líquido comprimido e (*b*) dados do líquido saturado. Qual é o erro associado ao segundo caso?

(*continua*)

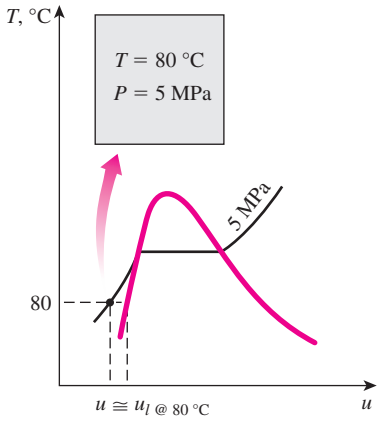


FIGURA 3–41 Esquema e diagrama *T*-*u* para o Exemplo 3–8.

(*continuação*)

SOLUÇÃO Os valores exato e aproximado da energia interna da água líquida devem ser determinados.

Análise A 80 °C, a pressão de saturação da água é de 47,416 kPa e, como 5 MPa > P_{sat}, temos obviamente líquido comprimido como mostra a Fig. 3–41.

(*a*) Da tabela de líquido comprimido (Tab. A–7)

$$\left.\begin{matrix} P = 5\ \text{MPa} \\ T = 80\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad u = \mathbf{333{,}82\ kJ/kg}$$

(*b*) Da tabela de saturação (Tab. A–4) temos

$$u \cong u_{l\ @\ 80\ ^\circ\text{C}} = \mathbf{334{,}97\ kJ/kg}$$

O erro associado é de

$$\frac{334{,}97 - 333{,}82}{333{,}82} \times 100 = \mathbf{0{,}34\%}$$

que é menor que 1%.

Estado de referência e valores de referência

Valores de *u*, *h* e *s* não podem ser medidos diretamente, e por isso são calculados a partir de propriedades mensuráveis usando as relações entre as propriedades termodinâmicas. Entretanto, essas relações fornecem as *variações* das propriedades e não os valores das propriedades nos estados especificados. Assim, precisamos escolher um *estado de referência* conveniente e atribuir o valor *zero* para uma ou mais propriedades naquele estado. Para a água, o estado de líquido saturado a 0,01 °C é tomado como estado de referência, e valores zero são atribuídos à energia interna e à entropia naquele estado. Para o refrigerante-134a, o estado de líquido saturado a −40 °C é tomado como estado de referência, e a entalpia e a entropia recebem valores zero naquele estado. Observe que algumas propriedades podem ter valores negativos, em consequência do estado de referência escolhido.

Às vezes, tabelas diferentes apresentam valores diferentes para algumas propriedades no mesmo estado. Isso é resultado do uso de estados de referência diferentes em cada tabela. Entretanto, em termodinâmica, estamos interessados nas *variações* das propriedades, e o estado de referência escolhido não tem influência sobre os cálculos, desde que sejam usados valores de um único conjunto consistente de tabelas ou diagramas.

EXEMPLO 3–9 O uso de tabelas de vapor de água para determinar propriedades

Determine as propriedades que estão faltando e descreva as fases na seguinte tabela para a água:

	T, °C	*P*, kPa	*u*, kJ/kg	*x*	Descrição da fase
(*a*)		200		0,6	
(*b*)	125		1.600		
(*c*)		1.000	2.950		
(*d*)	75	500			
(*e*)		850		0,0	

SOLUÇÃO Propriedades e descrições das fases da água devem ser determinadas em diversos estados.

Análise (*a*) O título fornecido é $x = 0{,}6$, o que significa que 60% da massa se encontra na fase vapor, e os 40% restantes estão na fase líquida. Dessa maneira, temos uma mistura líquido-vapor saturada a uma pressão de 200 kPa. Então, a temperatura deve ser a temperatura de saturação na pressão fornecida:

$$T = T_{\text{sat @ 200kPa}} = \mathbf{120{,}21\ °C} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

A 200 kPa, temos também na Tab. A–5 que $u_l = 504{,}50$ kJ/kg e $u_{lv} = 2.024{,}6$ kJ/kg. Então, a energia interna média da mistura é

$$\begin{aligned} u &= u_l + x u_{lv} \\ &= 504{,}50\ \text{kJ/kg} + (0{,}6)(2.024{,}6\ \text{kJ/kg}) \\ &= \mathbf{1.719{,}26\ kJ/kg} \end{aligned}$$

(*b*) Desta vez a temperatura e a energia interna são fornecidas, mas não sabemos qual tabela usar para determinar as propriedades que estão faltando, porque não sabemos se teremos uma mistura saturada, um líquido comprimido ou um vapor superaquecido. Para determinar a região em que nos encontramos, consultamos primeiro a tabela de saturação (Tab. A–4) e determinamos os valores u_l e u_v na temperatura fornecida. A 125 °C lemos $u_l = 524{,}83$ kJ/kg e $u_v = 2.534{,}3$ kJ/kg. A seguir, comparamos o valor u fornecido com esses valores de u_l e u_v, lembrando que

se	$u < u_l$	teremos *líquido comprimido*
se	$u_l \le u \le u_v$	teremos *mistura saturada*
se	$u > u_v$	teremos *vapor superaquecido*

Em nosso caso, o valor de u fornecido é de 1.600, que fica entre os valores de u_l e u_v a 125 °C. Assim, temos uma mistura líquido-vapor saturada. A pressão deve ser a pressão de saturação na temperatura fornecida:

$$P = P_{\text{sat @ 125 °C}} = \mathbf{232{,}23\ kPa} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

O título é determinado a partir de

$$x = \frac{u - u_l}{u_{lv}} = \frac{1.600 - 524{,}83}{2.009{,}5} = \mathbf{0{,}535}$$

Os critérios apresentados aqui para determinar se temos líquido comprimido, mistura saturada ou vapor superaquecido podem também ser usados quando a entalpia h ou o volume específico v forem fornecidos em vez da energia interna u, ou quando a pressão for fornecida em vez da temperatura.

(*c*) Este caso é semelhante ao (*b*), exceto pelo fato que a pressão é conhecida, em vez da temperatura. Seguindo o argumento anterior, temos os valores u_l e u_v à pressão especificada. A 1 MPa, temos $u_l = 761{,}39$ kJ/kg e $u_v = 2.582{,}8$ kJ/kg. O valor de u é 2.950 kJ/kg, que é maior que o valor de u_v a 1 MPa. Assim, temos um vapor superaquecido, e a temperatura nesse estado é determinada por meio de uma interpolação usando a tabela de vapor superaquecido. Obtém-se então

$$T = \mathbf{395{,}2\ °C} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

Deixamos a coluna de títulos em branco neste caso, uma vez que o título não tem significado algum na região de vapor superaquecido.

(*d*) Neste caso a temperatura e a pressão são fornecidas, mas não podemos dizer qual tabela deve ser usada para determinar as propriedades que estão faltando,

(*continua*)

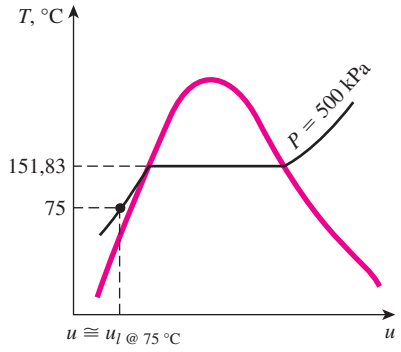


FIGURA 3–42 A uma determinada P e T, uma substância pura existe como um líquido comprimido se $T < T_{sat@P}$.

(continuação)

porque não sabemos se teremos uma mistura saturada, um líquido comprimido ou um vapor superaquecido. Para determinar a região na qual nos encontramos, consultamos a tabela de saturação (Tab. A–5) e determinamos o valor da temperatura de saturação na pressão fornecida. A 500 kPa, temos $T_{sat} = 151{,}83$ °C. Em seguida, comparamos o valor de T fornecido com T_{sat}, lembrando que

se $T < T_{\text{sat @ para uma dada pressão } P}$ teremos *líquido comprimido*

se $T = T_{\text{sat @ para uma dada pressão } P}$ teremos *mistura saturada*

se $T > T_{\text{sat @ para uma dada pressão } P}$ teremos *vapor superaquecido*

Em nosso caso, o valor de T fornecido é 75 °C, que é menor que T_{sat} à pressão especificada. Temos, portanto, líquido comprimido (Fig. 3–42) e normalmente, determinaríamos o valor da energia interna a partir da tabela de líquido comprimido. Entretanto, a pressão fornecida neste caso é muito mais baixa que o valor da pressão mais baixa na tabela de líquido comprimido (5 MPa) e, portanto, justificamos a aproximação do líquido comprimido por líquido saturado à temperatura (e não à pressão) fornecida:

$$u \cong u_{\,l\,@\,75\,^\circ\text{C}} = \mathbf{313{,}99\ kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

Deixamos a coluna de títulos em branco neste caso, uma vez que o título não tem significado algum na região de líquido comprimido.

(*e*) O título é dado como $x = 0$ e, portanto, temos líquido saturado à pressão de 850 kPa. Assim, a temperatura deve ser a temperatura de saturação à pressão fornecida, e a energia interna deve ter o valor da energia interna do líquido saturado:

$$T = T_{\text{sat @ 850 kPa}} = \mathbf{172{,}94\ ^\circ C}$$
$$u = u_{l\,@\,850\,\text{kPa}} = \mathbf{731{,}00\ kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

3–6 EQUAÇÃO DE ESTADO DO GÁS IDEAL

Tabelas de propriedades fornecem informações bastante exatas sobre as propriedades, mas elas são volumosas e sujeitas a erros de digitação. Uma abordagem mais prática e desejável seria ter algumas relações entre as propriedades que fossem simples e suficientemente gerais e precisas.

Qualquer equação que relacione pressão, temperatura e volume específico de uma substância é chamada de **equação de estado.** Relações envolvendo outras propriedades de uma substância em estados de equilíbrio também são chamadas de equações de estado. Existem várias equações de estado; algumas são simples, e outras, bastante complexas. A equação de estado para substâncias na fase gasosa mais simples e mais conhecida é a equação de estado do gás ideal. Essa equação prevê o comportamento P-v-T de um gás com bastante precisão dentro de uma determinada região.

Gás e *vapor* são frequentemente usados como sinônimos. A fase vapor de uma substância é normalmente chamada de *gás* quando está acima da temperatura crítica. Em geral, entende-se por *vapor* um gás que não está longe do estado de condensação.

Em 1662, o inglês Robert Boyle observou durante suas experiências com uma câmara de vácuo que a pressão dos gases é inversamente proporcional ao seu volume. Em 1802, os franceses J. Charles e J. Gay-Lussac, determinaram

experimentalmente que a baixas pressões o volume de um gás é proporcional à sua temperatura. Ou seja,

$$P = R\left(\frac{T}{v}\right)$$

ou

$$Pv = RT \qquad \textbf{(3–10)}$$

onde a constante de proporcionalidade R é chamada de **constante do gás**. A Eq. 3–10 é chamada de **equação de estado do gás ideal**, ou simplesmente **relação do gás ideal**, e um gás que obedece a essa relação é chamado de **gás ideal**. Nessa equação, P é a pressão absoluta, T é a temperatura absoluta e v é o volume específico.

A constante R do gás é diferente para cada gás (Fig. 3–43) e é determinada a partir de

$$R = \frac{R_u}{M} \qquad (\text{kJ/kg·K ou kPa·m}^3\text{/kg·K})$$

onde R_u é a **constante universal dos gases** e M é a massa molar (também chamada de *peso molecular*) do gás. A constante R_u é a mesma para todas as substâncias, e seu valor é

$$R_u = \begin{cases} 8{,}31447 \text{ kJ/kmol·K} \\ 8{,}31447 \text{ kPa·m}^3\text{/kmol·K} \\ 0{,}0831447 \text{ bar·m}^3\text{/kmol·K} \\ 1{,}98588 \text{ Btu/lbmol·R} \\ 10{,}7316 \text{ psia·pé}^3\text{/lbmol·R} \\ 1.545{,}37 \text{ pé·lbf/lbmol·R} \end{cases} \qquad \textbf{(3–11)}$$

A **massa molar** M pode ser definida de forma simples como a *massa de um mol* (também chamado *grama-mol*, abreviação gmol) *de uma substância em gramas,* ou *a massa de um quilo-mol* (também chamado de *quilograma-mol,* abreviação kmol) em *quilogramas*. A massa de um sistema é igual ao produto de sua massa molar M e o número de mols N:

$$m = MN \qquad (\text{kg}) \qquad \textbf{(3–12)}$$

Os valores de R e M para diversas substâncias são dados na Tab. A–1.

A equação de estado do gás ideal pode ser escrita de diversas maneiras:

$$V = mv \longrightarrow PV = mRT \qquad \textbf{(3–13)}$$

$$mR = (MN)R = NR_u \longrightarrow PV = NR_uT \qquad \textbf{(3–14)}$$

$$V = N\bar{v} \longrightarrow P\bar{v} = R_uT \qquad \textbf{(3–15)}$$

onde $\bar{v}$ é o volume específico molar, ou seja, o volume por unidade de mol (em m^3/kmol ou pé^3/lbmol). Uma barra acima de uma propriedade denota valores na *base molar,* em todo este texto (Fig. 3–44).

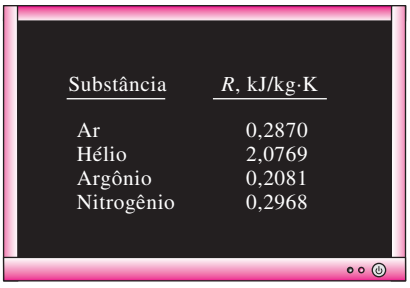


FIGURA 3–43 Diferentes substâncias têm diferentes constantes do gás.

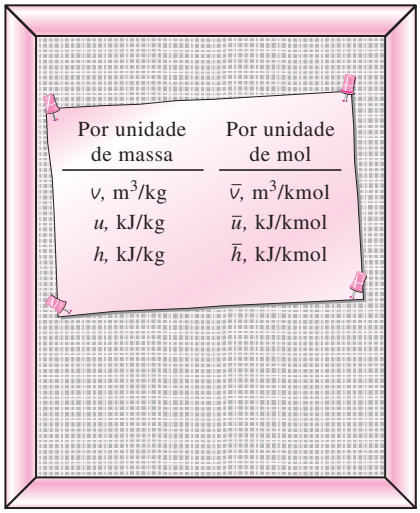


FIGURA 3–44 As propriedades por unidade de mol são denotadas com uma barra na parte superior.

FIGURA 3–45 A relação do gás ideal quase sempre não se aplica aos gases reais; assim, é preciso tomar cuidado ao usá-la.
BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

Escrevendo a Eq. 3–13 duas vezes para uma massa fixa e simplificando, temos a seguinte relação entre as propriedades de um gás ideal em dois estados diferentes:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \qquad \textbf{(3–16)}$$

Um gás ideal é uma substância *imaginária* que obedece à relação $Pv = RT$ (Fig. 3–45). Foi observado experimentalmente que a relação do gás ideal se aproxima bastante do comportamento P-v-T dos gases reais a baixas densidades. A baixas pressões e altas temperaturas, a densidade de um gás diminui, e, nessas condições, ele se comporta como um gás ideal. Mais adiante explicamos o que constitui baixa pressão e alta temperatura.

Por questões práticas, muitos gases, como o ar, nitrogênio, oxigênio, hidrogênio, hélio, argônio, neônio, kriptônio e até mesmo gases mais pesados, como o dióxido de carbono, podem ser tratados como gases ideais com uma margem de erro desprezível (frequentemente com erros menores que 1%). Gases densos, como o vapor de água das usinas de potência a vapor e o vapor de refrigerante dos refrigeradores, porém, não devem ser tratados como gases ideais. Para essas substâncias devem ser usadas as tabelas de propriedades.

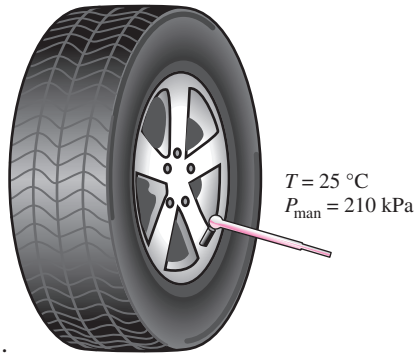


FIGURA 3–46 Esquema para o Exemplo 3–10.

EXEMPLO 3–10 Aumento da temperatura do ar em um pneu durante uma viagem

A pressão manométrica de um pneu de automóvel é de 210 kPa antes de uma viagem. No fim do trajeto, a pressão verificada é 220 kPa, em um local onde a pressão atmosférica é de 95 kPa (Fig. 3–46). Supondo que o volume do pneu permaneça constante e a temperatura do ar antes da viagem seja de 25 °C, determine a temperatura do ar no pneu depois da viagem.

SOLUÇÃO A pressão em um pneu de automóvel é medida antes e depois de uma viagem. A temperatura do ar no pneu depois da viagem deve ser determinada.

Hipóteses **1** O volume do pneu permanece constante. **2** O ar é um gás ideal.

Propriedades A pressão atmosférica local é de 95 kPa.

Análise As pressões absolutas no pneu antes e depois da viagem são

$$P_1 = P_{man.1} + P_{atm} = 210 + 95 = 305\ kPa$$
$$P_2 = P_{man.2} + P_{atm} = 220 + 90 = 315\ kPa$$

Note que o ar é um gás ideal e que o volume é constante. A temperatura do ar após a viagem é

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \longrightarrow T_2 = \frac{P_2}{P_1} T_1 = \frac{315\ kPa}{305\ kPa}\ (25 + 273\ K) = 307{,}8\ K = \mathbf{34{,}8\ °C}$$

Portanto, a temperatura absoluta do ar no pneu vai aumentar em 6,9% durante essa viagem.

Discussão Note que a temperatura do ar aumentou cerca de 10 °C durante essa viagem. Isso mostra a importância de medir a pressão dos pneus antes de longas viagens para evitar erros devido ao aumento da temperatura do ar no pneu. Observe também que a unidade Kelvin é usada para a temperatura na relação dos gases ideais.

O vapor de água é um gás ideal?

Essa pergunta não pode ser respondida simplesmente com um sim ou não. O erro envolvido no tratamento do vapor de água como um gás ideal é mostrado na Fig. 3–47. Fica claro nessa figura que, a pressões abaixo de 10 kPa, o vapor de água pode ser tratado como um gás ideal, independentemente da temperatura, com um erro desprezível (menor que 0,1%). A pressões mais altas, porém, a hipótese do gás ideal resulta em erros inaceitáveis, particularmente na vizinhança do ponto crítico e da linha de vapor saturado (acima de 100%). Assim, em aplicações de condicionamento de ar, o vapor de água presente no ar pode ser tratado como um gás ideal essencialmente sem erros, uma vez que a pressão do vapor de água é muito baixa. Entretanto, no caso das usinas de potência a vapor, as pressões são geralmente muito altas e, portanto, as relações do gás ideal não devem ser usadas.

3–7 FATOR DE COMPRESSIBILIDADE – UMA MEDIDA DO DESVIO DO COMPORTAMENTO DE GÁS IDEAL

Por ser muito simples, o uso da equação dos gases ideais é bastante conveniente. Entretanto, como ilustrou a Fig. 3–47, os gases se desviam significativamente do

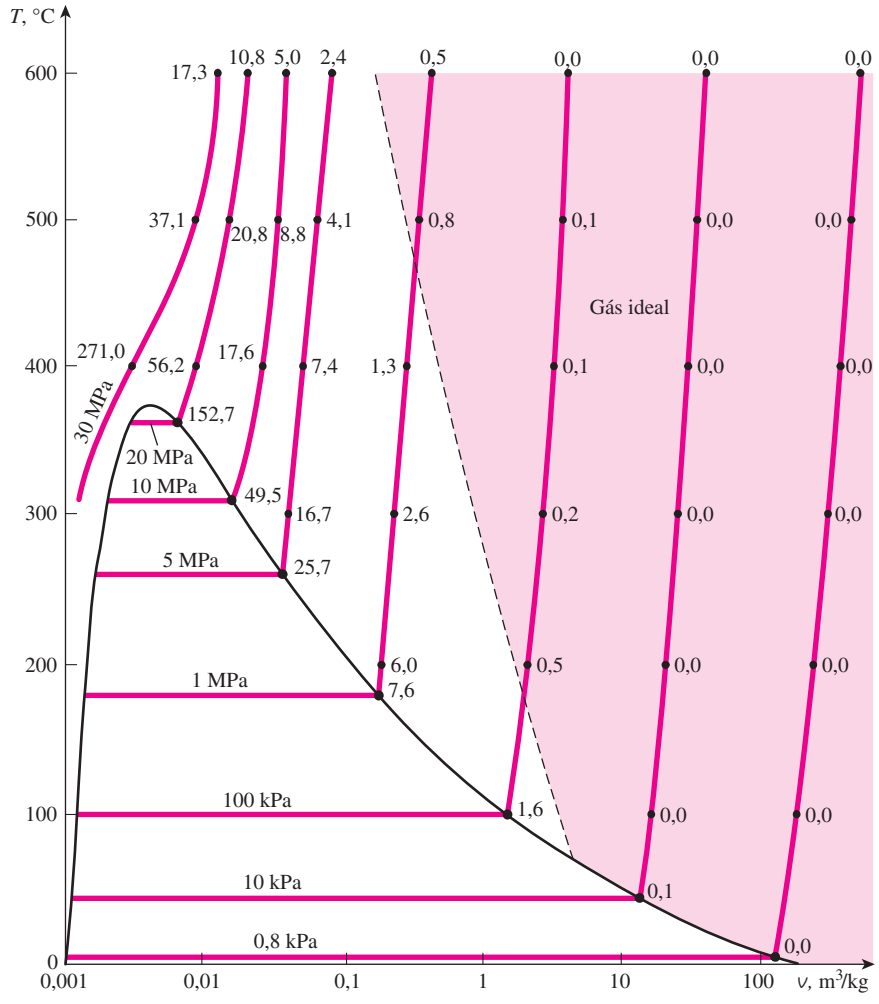


FIGURA 3–47 Erro percentual ($[|v_{tabela} - v_{ideal}|/v_{tabela}] \times 100$) ao se aplicar a hipótese de gás ideal para o vapor de água e a região na qual o vapor pode ser considerado um gás ideal com menos de 1% de erro.

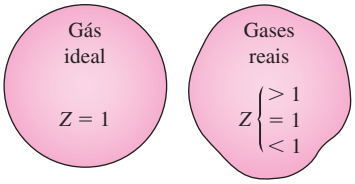


FIGURA 3–48 O fator de compressibilidade é igual a 1 para os gases ideais.

comportamento de gás ideal em estados próximos à região de saturação e do ponto crítico. Esse desvio de comportamento de gás ideal a uma determinada temperatura e pressão pode ser calculado com precisão por meio da introdução de um fator de correção chamado **fator de compressibilidade** Z, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \tag{3–17}$$

ou

$$Pv = ZRT \tag{3–18}$$

Ele também pode ser expresso como

$$Z = \frac{v_{\text{real}}}{v_{\text{ideal}}} \tag{3–19}$$

onde $v_{\text{ideal}} = RT/P$. Obviamente, $Z = 1$ para gases ideais. Para gases reais, Z pode ser maior ou menor que uma unidade (Fig. 3–48). Quanto mais distante Z estiver de uma unidade, mais o gás se desviará do comportamento de gás ideal.

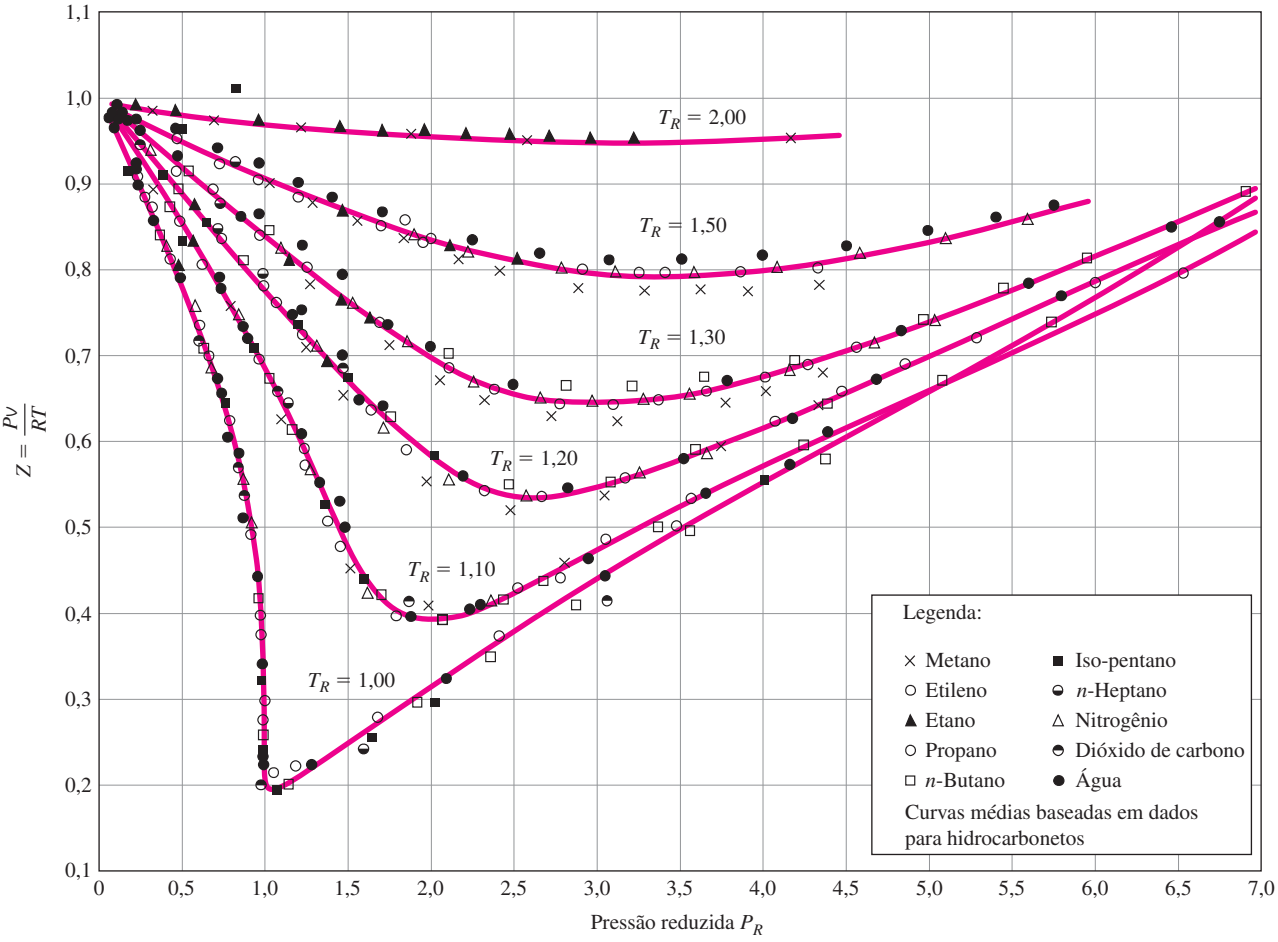


FIGURA 3–49 Comparação dos fatores Z para diversos gases.

Fonte: *Gour-Jen Su, "Modified Law of Corresponding States,"* Ind. Eng. Chem. *(international ed.) 38 (1946), p. 803.*

Dissemos que os gases obedecem à equação do gás ideal a pressões baixas e temperaturas altas. Mas o que exatamente constitui pressão baixa ou temperatura alta? É −100 °C uma temperatura baixa? Certamente o é para a maioria das substâncias, mas não para o ar. O ar (ou o nitrogênio) pode ser tratado como um gás ideal a essa temperatura à pressão atmosférica com um erro menor que 1%. Isso acontece porque o nitrogênio está bem acima de sua temperatura crítica (−147 °C) e longe da região de saturação. Nessas condições de temperatura e pressão, porém, a maioria das substâncias existiria na fase sólida. Assim, a pressão ou a temperatura de uma substância ser alta ou baixa é um fato que depende de sua temperatura ou pressão críticas.

Os gases se comportam de modo diferente a uma determinada temperatura e pressão. Entretanto, eles se comportam de modo muito parecido quando as temperaturas e pressões são normalizadas em relação às temperaturas e pressões críticas. A normalização é feita da seguinte forma

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} \quad \text{e} \quad T_R = \frac{T}{T_{cr}} \tag{3–20}$$

Aqui, P_R é chamado de **pressão reduzida** e T_R é a **temperatura reduzida.** O fator Z para todos os gases é aproximadamente igual à mesma pressão e temperatura reduzida. A esse fato dá-se o nome de **princípio dos estados correspondentes**. Na Fig. 3–49, os valores de Z determinados experimentalmente são mostrados em função de P_R e T_R para diversos gases. A concordância dos gases com o princípio dos estados correspondentes é razoavelmente boa. Ajustando a curva de todos os dados, obtemos o **diagrama geral de compressibilidade**, que pode ser usado para todos os gases (Fig. A–15).

As seguintes observações podem ser feitas a partir do diagrama geral de compressibilidade:

1. A pressões muito baixas ($P_R \ll 1$), os gases se comportam como gases ideais independentemente da temperatura (Fig. 3–50),
2. A temperaturas altas ($T_R > 2$), o comportamento de gás ideal pode ser admitido com boa exatidão, independentemente da pressão (exceto quando $P_R \gg 1$).
3. O desvio de comportamento de gás ideal é maior na vizinhança do ponto crítico (Fig. 3–51).

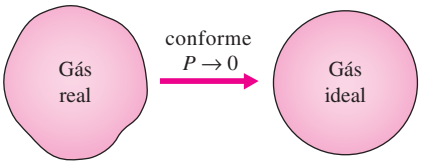


FIGURA 3–50 A pressões muito baixas, todos os gases se aproximam do comportamento de gás ideal (independentemente de sua temperatura).

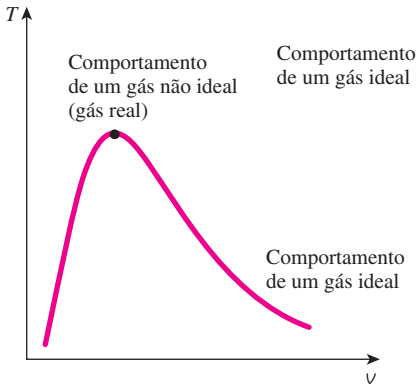


FIGURA 3–51 Gases se desviam do comportamento de gás ideal à medida que se aproximam da vizinhança do ponto crítico.

EXEMPLO 3–11 O uso dos diagramas generalizados

Determine o volume específico do refrigerante-134a a 1 MPa e 50 °C, usando (*a*) a equação de estado do gás ideal e (*b*) o diagrama geral de compressibilidade. Compare os valores obtidos com o valor real de 0,021796 m³/kg e determine o erro associado a cada caso.

SOLUÇÃO O volume específico do refrigerante-134a deve ser determinado admitindo comportamento de gás ideal e de gás real.

Análise A constante do gás, a pressão crítica e a temperatura crítica do refrigerante-134a são obtidas da Tab. A–1.

$$R = 0{,}0815 \text{ kPa·m}^3\text{/kg·K}$$
$$P_{cr} = 4{,}059 \text{ MPa}$$
$$T_{cr} = 374{,}2 \text{ K}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*a*) O volume específico do refrigerante-134a sob a hipótese de gás ideal é

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{(0{,}0815\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(323\ \text{K})}{1.000\ \text{kPa}} = \mathbf{0{,}026325\ m^3/kg}$$

Portanto, tratar o vapor do refrigerante-134a como gás ideal resultaria em um erro de (0,026325 − 0,021796)/0,021796 = **0,208**, ou, neste caso, 20,8%.

(*b*) Para determinar o fator de correção Z a partir do diagrama de compressibilidade, precisamos primeiro calcular a pressão e a temperatura reduzidas:

$$\left.\begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{cr}} = \frac{1\ \text{MPa}}{4{,}059\ \text{MPa}} = 0{,}246 \\ T_R &= \frac{T}{T_{cr}} = \frac{323\ \text{K}}{374{,}2\ \text{K}} = 0{,}863 \end{aligned}\right\} \quad Z = 0{,}84$$

Assim

$$v = Z\,v_{ideal} = (0{,}84)\,(0{,}026325\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0{,}022113\ m^3/kg}$$

Discussão O erro referente a esse resultado é menor que **2%**. Assim, na ausência de dados tabelados, o diagrama geral de compressibilidade pode ser usado com confiança.

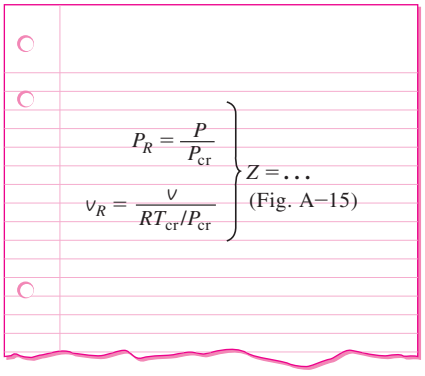


FIGURA 3–52 O fator de compressibilidade também pode ser determinado a partir do conhecimento de P_R e v_R.

Quando P e v, ou T e v são fornecidos em vez de P e T, o diagrama geral de compressibilidade pode ainda ser usado para determinar a terceira propriedade, entretanto isso implicaria em um processo tedioso de tentativa e erro. Assim, é preciso definir uma propriedade reduzida adicional chamada **volume específico pseudorreduzido** v_R como

$$v_R = \frac{v_{real}}{RT_{cr}/P_{cr}} \qquad \textbf{(3–21)}$$

Observe que v_R é definido de forma diferente de P_R e T_R. Ele está relacionado a T_{cr} e P_{cr} em vez de v_{cr}. Linhas de v_R constante são adicionadas aos diagramas de compressibilidade e isso permite determinar T ou P sem precisar recorrer a iterações demoradas (Fig. 3–52).

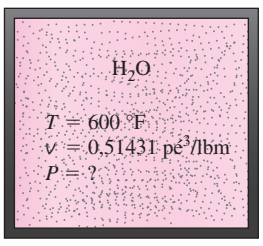


FIGURA 3–53 Esquema para o Exemplo 3–12.

EXEMPLO 3–12 Usando diagramas generalizados para determinar a pressão

Determinar a pressão de vapor de água a 600 °F e 0,51431 pé^3/lbm, utilizando (*a*) as tabelas de vapor, (*b*) a equação do gás ideal, e (*c*) o diagrama de compressibilidade generalizada.

SOLUÇÃO A pressão de vapor de água deve ser determinada de três diferentes maneiras.

Análise Um esboço do sistema é dado na Fig. 3–53. A constante do gás, a pressão crítica e a temperatura crítica de vapor são determinados a partir da Tab. A–1E, sendo

$$R = 0{,}5956\ \text{psia}\cdot\text{pé}^3/\text{lbm}\cdot\text{R}$$
$$P_{cr} = 3.200\ \text{psia}$$
$$T_{cr} = 1.164\ \text{R}$$

(*a*) A pressão no estado especificado é determinada a partir da Tab. A–6E, onde se tem

$$\left.\begin{aligned} v &= 0{,}51431 \text{ pé}^3/\text{lbm} \\ T &= 600\ ^\circ\text{F} \end{aligned}\right\} \quad P = \mathbf{1.000 \text{ psia}}$$

Esse é o valor determinado experimentalmente e, portanto, o mais preciso.

(*b*) A pressão do vapor sob a hipótese de gás ideal é determinada a partir da relação de gás ideal

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0{,}5956 \text{ psia}\cdot\text{pé}^3/\text{lbm}\cdot\text{R})(1.060 \text{ R})}{0{,}51431 \text{ pé}^3/\text{lbm}} = \mathbf{1.228 \text{ psia}}$$

Portanto, tratar o vapor como um gás ideal resultaria em um erro de (1.228-1.000)/1.000=0,228, ou 22,8% neste caso. (c) Para determinar o fator *Z* de correção no diagrama de compressibilidade (Fig. A–15), precisamos primeiro calcular o volume específico pseudorreduzido e a temperatura reduzida:

$$\left.\begin{aligned} v_R &= \frac{v_{\text{real}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}} = \frac{(0{,}51431 \text{ pé}^3/\text{lbm})(3.200 \text{ psia})}{(0{,}5956 \text{ psia}\cdot\text{pé}^3/\text{lbm}\cdot\text{R})(1164{,}8 \text{ R})} = 2{,}372 \\ T_R &= \frac{T}{T_{\text{cr}}} = \frac{1.060 \text{ R}}{1.164{,}8 \text{ R}} = 0{,}91 \end{aligned}\right\} \quad P_R = 0{,}33$$

Assim,

$$P = P_R P_{\text{cr}} = (0{,}33)(3.200 \text{ psia}) = \mathbf{1.056 \text{ psia}}$$

Discussão Usando o diagrama de compressibilidade, o erro de 22,8 é reduzido para 5,6%, o que é aceitável para a maioria das finalidades da engenharia (Fig. 3–54). Um grande diagrama, é claro, daria uma melhor resolução e reduziria o erro em sua leitura. Note que não temos que determinar *Z* nesse problema, uma vez que se pode ler P_R diretamente a partir do diagrama.

	P, psia
Exato	1.000
Diagrama *Z*	1.056
Gás ideal	1.228

(do Exemplo 3–12)

FIGURA 3–54 Os resultados usando o diagrama de compressibilidade são, geralmente, obtidos com um pequeno erro percentual em relação aos valores reais.

3–8 OUTRAS EQUAÇÕES DE ESTADO

A equação de estado do gás ideal é bastante simples, mas sua faixa de aplicação é limitada; equações de estado que representassem o comportamento *P*-*v*-*T* das substâncias com precisão em uma região maior e sem limitações seria o mais desejável. Naturalmente, tais equações são mais complicadas. Várias equações têm sido propostas para essa finalidade (Fig. 3–55), porém discutiremos apenas três: a equação de *van der Waals*, por ter sido uma das primeiras; a equação de estado de *Beattie-Bridgeman,* por ser uma das mais conhecidas e razoavelmente exata; e, por fim, a equação de *Benedict-Webb-Rubin*, por ser uma das mais recentes e bastante exata.

van der Waals
Berthelet
Redlich-Kwang
Beattie-Bridgeman
Benedict-Webb-Rubin
Strobridge
Virial

FIGURA 3–55 Várias equações de estado foram propostas ao longo da história.

Equação de estado de van der Waals

A equação de estado de van der Waals foi proposta em 1873, e tem duas constantes determinadas a partir do comportamento de uma substância no ponto crítico. Ela é dada por

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \qquad \textbf{(3–22)}$$

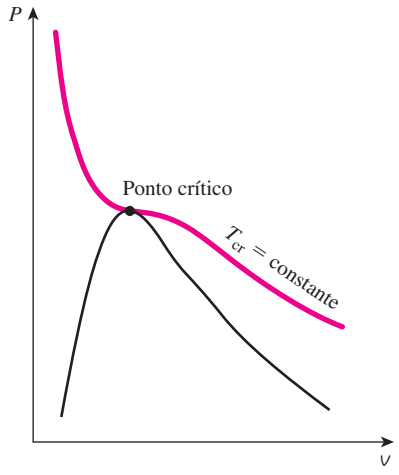


FIGURA 3–56 A isoterma crítica de uma substância pura possui um ponto de inflexão no estado crítico.

Van der Waals pretendia aperfeiçoar a equação de estado do gás ideal, incluindo dois efeitos não considerados no modelo de gás ideal: as *forças de atração intermoleculares* e o *volume ocupado pelas moléculas propriamente ditas*. O termo a/v^2 representa as forças intermoleculares e b representa o volume ocupado pelas moléculas do gás. Em uma sala à pressão e temperatura atmosféricas, o real volume ocupado pelas moléculas é apenas um milionésimo do volume da sala. À medida que a pressão aumenta, o volume ocupado pelas moléculas torna-se parte cada vez mais significativa do volume total. Van der Waals propôs corrigir esse fato substituindo v na relação do gás ideal pela quantidade $v - b$, onde b representa o volume ocupado pelas moléculas do gás por unidade de massa.

A determinação das duas constantes que aparecem nessa equação se baseia na observação de que a isoterma crítica de um diagrama P-v tem um ponto de inflexão horizontal no ponto crítico (Fig. 3–56). Assim, a primeira e a segunda derivadas de P com relação a v no ponto crítico devem ser iguais a zero. Ou seja,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0 \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0$$

Efetuando as derivações e eliminando v_{cr}, as constantes a e b são determinadas como

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad \text{e} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{3–23}$$

As constantes a e b podem ser determinadas para qualquer substância somente a partir dos dados do ponto crítico (Tab. A–1).

A precisão da equação de estado de van der Waals é quase sempre inadequada, mas pode ser aperfeiçoada usando valores de a e b baseados no real comportamento do gás em uma faixa mais ampla, e não em um único ponto. Apesar de suas limitações, a equação de estado de van der Waals tem valor histórico, pois foi uma das primeiras tentativas de se modelar o comportamento dos gases reais. A equação de estado de van der Waals também pode ser expressa na base molar, substituindo v na Eq. 3–22 por $\overline{v}$, e R nas Eqs. 3–22 e 3–23, por R_u.

Equação de estado de Beattie-Bridgeman

A equação de Beattie-Bridgeman, proposta em 1928, é uma equação de estado que possui cinco constantes determinadas experimentalmente. Ela é expressa por

$$P = \frac{R_uT}{\overline{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\overline{v}T^3}\right)(\overline{v} + B) - \frac{A}{\overline{v}^2} \tag{3–24}$$

onde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\overline{v}}\right) \quad \text{e} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\overline{v}}\right) \tag{3–25}$$

As constantes que aparecem nessa equação são fornecidas para várias substâncias na Tab. 3–4. A equação de Beattie-Bridgeman é conhecida por ser relativamente exata para densidades de até cerca de $0{,}8\rho_{cr}$, onde ρ_{cr} é a densidade da substância no ponto crítico.

TABELA 3–4

Constantes das equações de estado de Beattie-Bridgeman e Benedict-Webb-Rubin

(*a*) Para P em kPa, $\bar{v}$ em m³/kmol, T em K, e $R_u = 8{,}314$ kPa·m³/kmol·K, as cinco constantes da equação Beattie-Bridgeman são:

Gás	A_0	a	B_0	b	c
Ar	131,8441	0,01931	0,04611	−0,001101	$4{,}34 \times 10^4$
Argônio, AR	130,7802	0,02328	0,03931	0,0	$5{,}99 \times 10^4$
Dióxido de carbono, CO_2	507,2836	0,07132	0,10476	0,07235	$6{,}60 \times 10^5$
Hélio, He	2,1886	0,05984	0,01400	0,0	40
Hidrogênio, H_2	20,0117	−0,00506	0,02096	−0,04359	504
Nitrogênio, N_2	136,2315	0,02617	0,05046	−0,00691	$4{,}20 \times 10^4$
Oxigênio, O_2	151,0857	0,02562	0,04624	0,004208	$4{,}80 \times 10^4$

Fonte: Gordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, English/SI Version, 3. ed. (New York: John Wiley & Sons,1986), p. 46, Tab. 3.3.

(*b*) Para P em kPa, $\bar{v}$ em m³/kmol, T em K, e $R_u = 8{,}314$ kPa·m³/kmol·K, as oito constantes da equação Benedict-Webb-Rubin são:

Gás	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-Butano, C_4H_{10}	190,68	1.021,6	0,039998	0,12436	$3{,}205 \times 10^7$	$1{,}006 \times 10^8$	$1{,}101 \times 10^{-3}$	0,0340
Dióxido de carbono, CO_2	13,86	277,30	0,007210	0,04991	$1{,}511 \times 10^6$	$1{,}404 \times 10^7$	$8{,}470 \times 10^{-5}$	0,00539
Monóxido de carbono, CO	3,71	135,87	0,002632	0,05454	$1{,}054 \times 10^5$	$8{,}673 \times 10^5$	$1{,}350 \times 10^{-4}$	0,0060
Metano, CH_4	5,00	187,91	0,003380	0,04260	$2{,}578 \times 10^5$	$2{,}286 \times 10^6$	$1{,}244 \times 10^{-4}$	0,0060
Nitrogênio, N_2	2,54	106,73	0,002328	0,04074	$7{,}379 \times 10^4$	$8{,}164 \times 10^5$	$1{,}272 \times 10^{-4}$	0,0053

Fonte: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), p. 815, Tab. A–21M. Originally published in H. W. Cooper and J. C.Goldfrank, *Hydrocarbon Processing* 46, n. 12 (1967), p. 141.

Equação de estado de Benedict-Webb-Rubin

Benedict, Webb e Rubin estenderam a equação de Beattie-Bridgeman em 1940 elevando o número de constantes para oito. Ela é expressa por

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{3–26}$$

Os valores das constantes que aparecem nessa equação são apresentados na Tab. 3–4. Essa equação pode lidar com substâncias com densidades de até cerca de $2{,}5\rho_{cr}$. Em 1962, Strobridge estendeu ainda mais essa equação, elevando o número de constantes para 16 (Fig. 3–57).

Equação de estado de virial

A equação de estado de uma substância pode também ser expressa como uma série na forma

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \cdots \tag{3–27}$$

Essa e outras equações similares são chamadas de *equações de estado de virial*, e os coeficientes $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$ e assim por diante, que são funções apenas da temperatura, são chamados de *coeficientes de virial*. Esses coeficientes podem ser determinados experimental ou teoricamente a partir da mecânica estatística. Obviamente, à medida que a pressão se aproxima de zero, todos os coeficientes do

van der Waals: duas constantes.
Precisa em um intervalo limitado.

Beattie-Bridgeman: cinco constantes.
Precisa para $\rho \leq 0{,}8\rho_{cr}$.

Benedict-Webb-Rubin: oito constantes.
Precisa para $\rho \leq 2{,}5\rho_{cr}$.

Strobridge: dezesseis constantes.
Mais indicada para cálculos em computador.

Virial: pode variar.
A exatidão depende do número de termos utilizados.

FIGURA 3–57 Equações de estado complexas representam o comportamento P-v-T de gases em um intervalo maior com maior precisão.

virial desaparecem e a equação se reduz à equação de estado do gás ideal. O comportamento P-v-T de uma substância pode ser representado com exatidão por meio da equação de estado de virial ao longo de um intervalo maior com a inclusão de um número suficiente de termos. As equações de estado discutidas aqui se aplicam apenas às substâncias na fase de gás e, portanto, não devem ser usadas para líquidos ou misturas líquido-vapor.

As equações de estado complexas representam o comportamento P-v-T das substâncias de forma relativamente boa, e são bastante adequadas para aplicações em computadores. Para realizar os cálculos manualmente, porém, sugerimos que o leitor use as tabelas de propriedades ou equações de estado mais simples. Isso vale particularmente para cálculos de volume específico, uma vez que as equações anteriores estão implícitas em v e exigem uma abordagem de tentativa e erro. A precisão das equações de estado de van der Waals, Beattie-Bridgeman e Benedict-Webb-Rubin é ilustrada na Fig. 3–58. Fica claro nessa figura que a equação de estado de Benedict-Webb-Rubin é geralmente a mais exata.

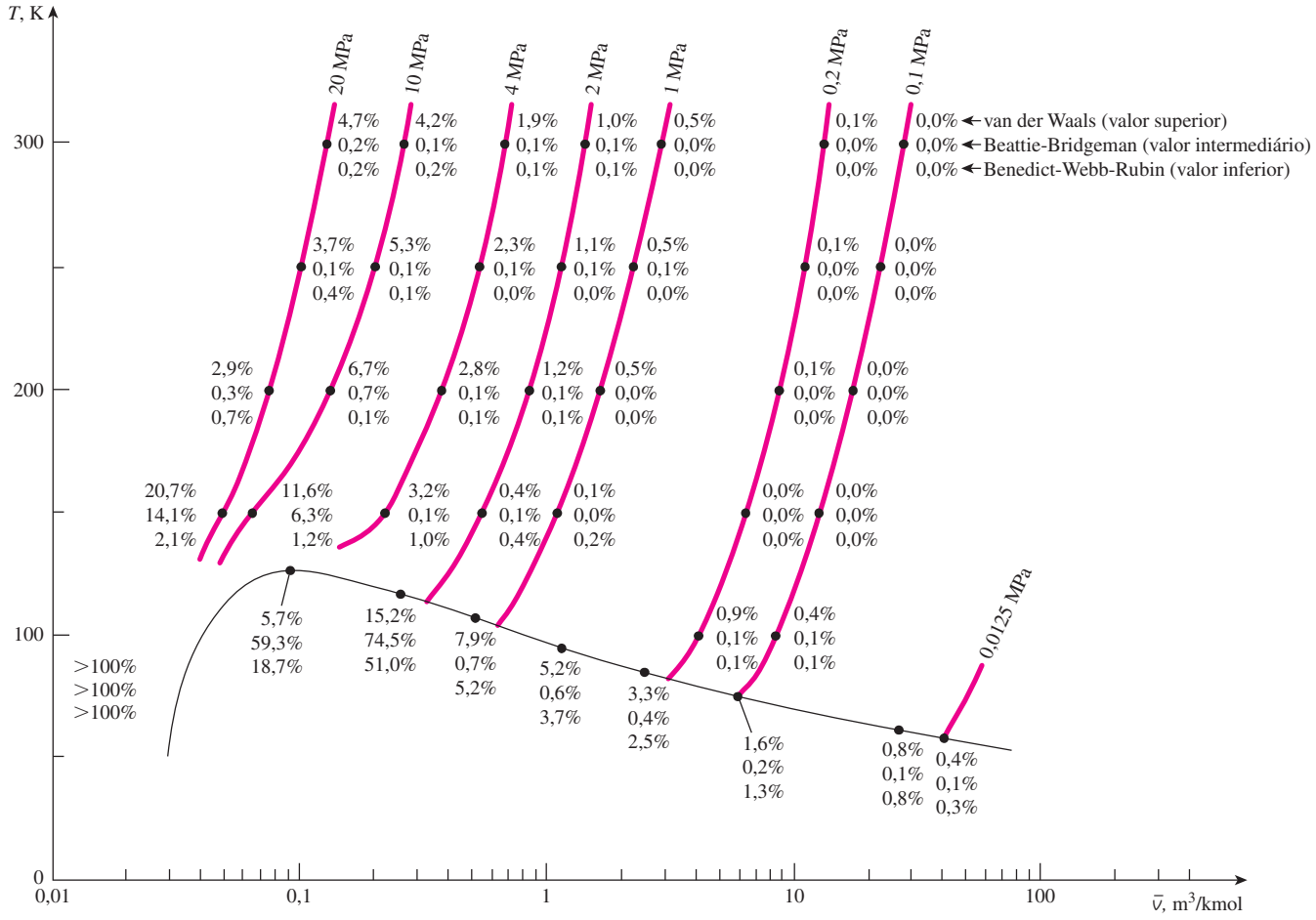


FIGURA 3–58 A porcentagem de erro associada a diversas equações de estado para o nitrogênio (porcentagem de erro = $[(|v_{\text{tabela}} - v_{\text{equação}}|)/v_{\text{tabela}}] \times 100$).

EXEMPLO 3–13 Diferentes métodos de avaliação da pressão do gás

Determine a pressão do gás nitrogênio a $T = 175$ K e $v = 0{,}00375$ m³/kg com base (*a*) na equação de estado do gás ideal, (*b*) na equação de estado de van der Waals, (*c*) na equação de estado de Beattie-Bridgeman e (*d*) na equação de estado de Benedict-Webb-Rubin. Compare os resultados obtidos com o valor de 10.000 kPa determinado experimentalmente.

SOLUÇÃO A pressão do gás nitrogênio deve ser determinada usando quatro equações de estado diferentes.

Propriedade A constante do gás nitrogênio é de 0,2968 kPa·m³/kg·K (Tab. A–1).

Análise (*a*) Usando a equação de estado do gás ideal, a pressão é calculada como

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0{,}2968\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(175\ \text{K})}{0{,}00375\ \text{m}^3/\text{kg}} = \mathbf{13.851\ kPa}$$

que apresenta um erro de 38,5%.
(*b*) As constantes de van der Waals para o nitrogênio são determinadas a partir da Eq. 3–23 como

$$a = 0{,}175\ \text{m}^6\cdot\text{kPa/kg}^2$$
$$b = 0{,}00138\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Da Eq. 3–22,

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} = \mathbf{9.471\ kPa}$$

que apresenta um erro de 5,3%.
(*c*) As constantes da equação de Beattie-Bridgeman são determinadas a partir da Tab. 3–4 como

$$A = 102{,}29$$
$$B = 0{,}05378$$
$$c = 4{,}2 \times 10^4$$

Além disso, $\bar{v} = Mv = (28{,}013\ \text{kg/mol})(0{,}00375\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0{,}10505\ \text{m}^3/\text{kmol}$. Substituindo esses valores na Eq. 3–24, obtemos

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} = \mathbf{10.110\ kPa}$$

que apresenta um erro de 1,1%.
(*d*) As constantes da equação Benedict-Webb-Rubin são determinadas a partir da Tab. 3–4 como

$$a = 2{,}54 \qquad A_0 = 106{,}73$$
$$b = 0{,}002328 \qquad B_0 = 0{,}04074$$
$$c = 7{,}379 \times 10^4 \qquad C_0 = 8{,}164 \times 10^5$$
$$\alpha = 1{,}272 \times 10^{-4} \qquad \gamma = 0{,}0053$$

(*continua*)

(*continuação*)

Substituindo esses valores na Eq. 3–26 temos

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3}$$

$$+ \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

$$= \mathbf{10.009\ kPa}$$

que apresenta um erro de apenas 0,09%. Assim, é notável a exatidão da equação de estado de Benedict-Webb-Rubin para este caso.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

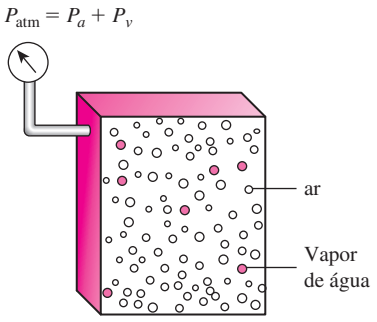


FIGURA 3–59 A pressão atmosférica é a soma da pressão do ar seco P_a e da pressão do vapor de água P_v.

Pressão de vapor e pressão de equilíbrio

A pressão de um gás em um recipiente se deve às moléculas individuais que compõem o gás e se chocam contra as paredes do recipiente, exercendo sobre elas uma força. Essa força é proporcional à velocidade média das moléculas e ao número de moléculas por unidade de volume do recipiente (ou seja, à densidade molar). Desse modo, a pressão exercida por um gás depende fortemente da densidade e da temperatura do gás. Para uma mistura de gases, a pressão medida por um sensor (como, por exemplo, um transdutor) é a soma das pressões exercidas pelas espécies de gás individuais, as chamadas *pressões parciais*. É possível provar (consulte o Cap. 13) que a pressão parcial de um gás em uma mistura é proporcional ao número de mols (ou à fração molar) daquele gás na mistura.

O ar atmosférico pode ser visto como uma mistura de ar seco (ar com conteúdo de umidade zero) e vapor de água (também chamado de umidade), e a pressão atmosférica é a soma da pressão do ar seco P_a e da pressão do vapor de água, chamada **pressão de vapor** P_v (Fig. 3–59). Ou seja,

$$P_{atm} = P_a + P_v \qquad \textbf{(3–28)}$$

(Observe que, em algumas aplicações, o termo "pressão de vapor" é usado também para indicar pressão de saturação.) A pressão do vapor de água constitui uma pequena fração (em geral abaixo de 3%) da pressão atmosférica, uma vez que o ar é principalmente nitrogênio e oxigênio, e as moléculas de água constituem apenas uma pequena fração (em torno de 3%) do total de moléculas do ar. Entretanto, a quantidade de vapor de água presente no ar tem uma grande influência sobre o conforto térmico e sobre muitos processos como, por exemplo, a secagem.

O ar pode comportar apenas certa quantidade de umidade, e a razão entre a quantidade real de umidade no ar a uma determinada temperatura e a quantidade máxima que o ar pode conter naquela temperatura é chamada de **umidade relativa** ϕ. A umidade relativa varia de 0 para o ar seco a 100% para o **ar saturado** (ar que não pode conter mais nenhuma umidade). A pressão de vapor do ar saturado a uma determinada temperatura é igual à pressão de

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

saturação da água naquela temperatura. Por exemplo, a pressão de vapor do ar saturado a 25 °C é de 3,17 kPa.

A quantidade de umidade no ar é especificada completamente pela temperatura e pela umidade relativa, e a pressão do vapor está relacionada à umidade relativa ϕ por

$$P_v = \phi P_{\text{sat @ } T} \qquad \textbf{(3–29)}$$

onde $P_{\text{sat @ } T}$ é a pressão de saturação da água à temperatura T. Por exemplo, a pressão de vapor do ar a 25 °C e 60% de umidade relativa é

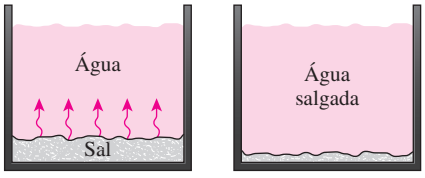
$$P_v = \phi P_{\text{sat @ 25 °C}} = 0{,}6 \times (3{,}17 \text{ kPa}) = 1{,}90 \text{ kPa}$$

A faixa de valores de umidade relativa desejada para proporcionar condições de conforto térmico vai de 40 a 60%.

Observe que a quantidade de umidade que o ar pode conter é proporcional à pressão de saturação, a qual aumenta com a temperatura. Assim, o ar pode conter mais umidade a temperaturas mais altas. Uma queda na temperatura do ar úmido reduz sua capacidade de umidade e pode resultar na condensação de parte da umidade do ar sob a forma de gotas de água suspensas (neblina) ou como uma película de líquido sobre superfícies frias (orvalho). Assim, não é surpresa que a neblina e o orvalho sejam comuns em locais úmidos, particularmente no início da manhã quando as temperaturas são mais baixas. Tanto a neblina quanto o orvalho desaparecem (evaporam) à medida que a temperatura do ar se eleva logo após o nascer do Sol. Você também já deve ter notado que os aparelhos eletrônicos (como câmeras de vídeo, por exemplo) vêm com avisos para que não sejam deixados em ambientes úmidos enquanto estiverem frios, para evitar condensação da umidade em seus componentes eletrônicos mais sensíveis.

Na natureza, sempre que existir um desequilíbrio de uma determinada grandeza em um meio, a própria natureza tenderá a redistribuir essa grandeza até que se estabeleça um "equilíbrio" ou uma "igualdade". Com frequência, essa tendência é chamada de *força motriz*; o mecanismo por trás de fenômenos de transporte de natureza espontânea, como a transferência de calor, o escoamento de fluidos, a corrente elétrica e a transferência de massa. Ao definirmos a quantidade de uma grandeza por unidade de volume como sendo a *concentração* dessa grandeza, podemos dizer que o fluxo da grandeza ocorre sempre na direção da diminuição da concentração, ou seja, da região de alta concentração para a região de baixa concentração (Fig. 3–60). Este processo de redistribuição da concentração é um *processo de difusão*.

Sabemos por experiência própria que, após um certo tempo, uma camiseta molhada pendurada em uma área ventilada ficará seca, que uma pequena quantidade de água deixada em um copo se evapora e que a loção pós-barba em um frasco aberto desaparece rapidamente. Esses e muitos outros exemplos semelhantes sugerem que existe uma força motriz entre duas fases de uma substância que força sua massa a transformação de uma fase para outra. A magnitude dessa força motriz depende das concentrações relativas entre as duas fases. Uma camiseta molhada seca muito mais rápido quando exposta ao ar seco do que ao ar úmido. Na verdade, ela não seca se a umidade relativa do ambiente for de 100% (portanto, não seca se o ar estiver saturado). Nesse caso, não há mudança da fase líquida para vapor, e as duas fases estão em **equilíbrio de fase**. Para a água líquida em contato direto com a atmosfera, o critério do equilíbrio de fase pode ser expresso da seguinte maneira: *A pressão do vapor de água presente no ar deve ser igual à pressão de saturação da água à temperatura da água.* Ou seja (Fig. 3–61),



(*a*) Antes (*b*) Depois

FIGURA 3–60 Sempre que existir uma diferença de concentração de uma grandeza física em um meio, a natureza tenderá a eliminar a diferença, induzindo um fluxo da região de concentração mais alta para a região de concentração mais baixa.

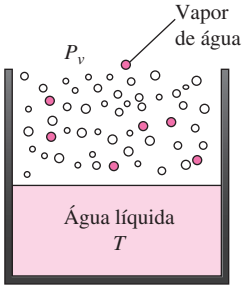


FIGURA 3–61 Quando em contato direto com a atmosfera, a água estará em equilíbrio de fase com o vapor presente no ar se a pressão de vapor for igual à pressão de saturação da água.

Critério de equilíbrio de fase para a água em contato direto com o ar:

$$P_v = P_{\text{sat @ } T} \tag{3–30}$$

Assim, se a pressão do vapor de água presente no ar for menor que a pressão de saturação da água à temperatura da água, parte do líquido irá evaporar. Quanto maior for a diferença entre as pressões de vapor e saturação, mais alta será a taxa de evaporação. A evaporação tem um efeito de resfriamento sobre a água e, portanto, reduz sua temperatura. Isso, por sua vez, reduz a pressão de saturação da água e, portanto, a taxa de evaporação, até que algum tipo de processo em regime permanente seja atingido. Tal fato explica por que, particularmente em climas secos, a água geralmente se encontra a temperaturas consideravelmente menores que o ar ao seu redor. Isso também sugere que a taxa de evaporação pode ser intensificada pelo aumento da temperatura da água e, assim, da pressão de saturação da água.

É interessante observar que o ar junto à superfície livre da água está sempre saturado devido ao seu contato direto com a água. Desse modo, a pressão do vapor na superfície de um lago é a pressão de saturação da água à temperatura da água na superfície. Se o ar não estiver saturado, então a pressão do vapor no ar diminuirá do valor de saturação junto à superfície até um valor mais baixo que o de saturação a alguma distância acima da superfície da água. A diferença entre essas duas pressões do vapor é a força motriz para a evaporação da água.

A tendência natural de evaporação da água para entrar em equilíbrio de fase com o vapor de água no ar ao seu redor constitui o princípio de funcionamento dos **resfriadores evaporativos** (também chamados de resfriadores do pântano). Nesses resfriadores, o ar externo quente e seco é forçado a escoar através de um tecido úmido antes de entrar em um prédio. Parte da água evapora pela absorção do calor do ar e, assim, o resfria. Resfriadores evaporativos normalmente são usados em climas secos e fornecem um resfriamento eficaz. Seu custo é muito mais acessível que o de condicionadores de ar, já que seu preço é baixo, e seu ventilador consome muito menos energia que o compressor de um condicionador de ar.

Os termos ebulição e evaporação são usados para indicar a *mudança de fase de líquido para vapor*. Embora se refiram ao mesmo processo físico, eles diferem em alguns aspectos. A **evaporação** ocorre na *interface líquido-vapor* quando a pressão do vapor é menor que a pressão de saturação do líquido a uma determinada temperatura. A água de um lago a 20 °C, por exemplo, evapora para o ar a 20 °C e 60% de umidade relativa, uma vez que a pressão de saturação da água a 20 °C é de 2,34 kPa, e a pressão do vapor no ar a 20 °C e 60% de umidade relativa é de 1,4 kPa. Outros exemplos de evaporação são a secagem de roupas, frutas e vegetais, a evaporação do suor para resfriar o corpo humano e a rejeição de calor nas torres de arrefecimento. Observe que a evaporação não envolve a formação de bolhas de vapor (Fig. 3–62).

A **ebulição**, por sua vez, ocorre na *interface sólido-líquido* quando um líquido é colocado em contato com uma superfície mantida a uma temperatura T_s suficientemente acima da temperatura de saturação T_{sat} do líquido. A 1 atm, por exemplo, a água líquida em contato com uma superfície sólida a 110 °C ferve, uma vez que a temperatura de saturação da água a 1 atm é 100 °C. O processo de ebulição é caracterizado pelo movimento rápido de *bolhas de vapor,* que se formam na interface sólido-líquido, se desprendem da superfície ao atingir um determinado tamanho e tentam subir até a superfície livre do líquido. Ao cozinhar, para sabermos que a água está fervendo, precisamos ver as bolhas subindo até a superfície.

© Vol. 30/PhotoDisc/Getty RF.

© Vol. 93/PhotoDisc/Getty RF.

FIGURA 3–62 O processo de mudança de fase de líquido para vapor é chamado de *evaporação*, quando ocorre na interface entre o líquido e o vapor, e de *ebulição*, quando ocorre na interface entre um sólido e um líquido.

EXEMPLO 3–14 Queda da temperatura de um lago devido à evaporação

Em um dia de verão, a temperatura do ar medida sobre um lago é de 25 °C. Determine a temperatura da água do lago quando são estabelecidas condições de equilíbrio de fase entre a água do lago e o vapor de água presente no ar para umidades relativas de 10, 80 e 100% (Fig. 3–63).

SOLUÇÃO O ar a uma dada temperatura sopra sobre um lago. As temperaturas de equilíbrio da água para os três casos diferentes devem ser determinadas.

Análise A pressão de saturação da água a 25 °C, de acordo com a Tab. 3–1, é de 3,17 kPa. Dessa forma, as pressões de vapor às umidades relativas de 10, 80 e 100% são determinadas pela Eq. 3–29 como

$$\text{Umidade relativa} = 10\% \qquad P_{v1} = \phi_1 P_{\text{sat @ 25 °C}} = 0{,}1 \times (3{,}17 \text{ kPa}) = 0{,}317 \text{ kPa}$$

$$\text{Umidade relativa} = 80\% \qquad P_{v2} = \phi_2 P_{\text{sat @ 25 °C}} = 0{,}8 \times (3{,}17 \text{ kPa}) = 2{,}536 \text{ kPa}$$

$$\text{Umidade relativa} = 100\% \qquad P_{v3} = \phi_3 P_{\text{sat @25 °C}} = 1{,}0 \times (3{,}17 \text{ kPa}) = 3{,}17 \text{ kPa}$$

As temperaturas de saturação correspondentes a essas pressões são determinadas por interpolação a partir da Tab. 3–1 (ou da Tab. A–5) como

$$T_1 = \mathbf{-8{,}0\ °C} \quad T_2 = \mathbf{21{,}2\ °C} \quad \text{e} \quad T_3 = \mathbf{25\ °C}$$

Assim, a água congelará no primeiro caso, embora o ar da vizinhança esteja mais quente. No último caso, a temperatura da água será igual à temperatura do ar.

(*continua*)

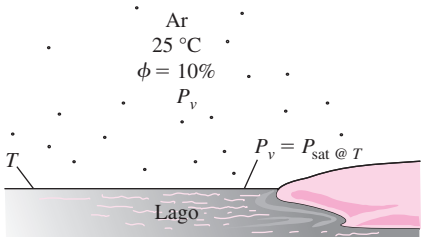


FIGURA 3–63 Esquema para o Exemplo 3–14.

(*continuação*)

Discussão Provavelmente, você está duvidando do congelamento do lago na situação em que o ar está a 25 °C. Você está certo. A temperatura da água cai para −8 °C somente no caso-limite em que não há qualquer transferência de calor para a superfície da água. Na prática, a temperatura da água é menor que a temperatura do ar, mas não chega a −8 °C porque (1) é pouco provável que o ar sobre o lago esteja tão seco (umidade relativa de apenas 10%) e (2) conforme a temperatura da água próxima à superfície cai, a transferência de calor do ar e das partes inferiores da lâmina d'água tende a compensar tal perda de calor e evita que a temperatura da água se reduza demais. A temperatura da água estabiliza quando o ganho de calor do ar ambiente e da própria água se iguala à perda de calor por evaporação, ou seja, quando se estabelece um *equilíbrio dinâmico* entre os processos de transferência de calor e de massa em vez de um equilíbrio de fase. Tente realizar este experimento usando uma camada fina de água em uma panela bem isolada. Você pode realmente congelar a água se o ar estiver muito seco e relativamente frio.

RESUMO

Uma substância que tem uma composição química fixa em toda a sua extensão é chamada de *substância pura.* Uma substância pura existe em fases diferentes, dependendo do seu nível de energia. Na fase líquida, uma substância que não está pronta para se converter em vapor é chamada de *líquido comprimido* ou *sub-resfriado*. Na fase gás, uma substância que não está pronta para se condensar é chamada de *vapor superaquecido*.

Durante um processo de mudança de fase, a temperatura e a pressão de uma substância pura são propriedades dependentes. A uma determinada pressão, uma substância muda de fase a uma temperatura fixa chamada *temperatura de saturação*. Da mesma forma, a uma determinada temperatura, a pressão à qual uma substância muda de fase é chamada de *pressão de saturação.* Durante um processo de ebulição, as fases vapor e líquido coexistem em equilíbrio e, nessas condições, o líquido é chamado de *líquido saturado* e o vapor denominado *vapor saturado*.

Em uma mistura líquido-vapor saturada, a fração mássica de vapor é chamada de *título* e expressa por

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}}$$

O título pode assumir valores entre 0 (líquido saturado) e 1 (vapor saturado). Ele não tem significado nas regiões de líquido comprimido ou de vapor superaquecido. Na região de mistura saturada, o valor médio de qualquer propriedade intensiva y é determinado por

$$y = y_l + x y_{lv}$$

onde l significa líquido saturado e v vapor saturado.

Na ausência de dados sobre o líquido comprimido, uma aproximação geral seria tratar o líquido comprimido como líquido saturado na *temperatura* em questão,

$$y \cong y_{l\,@\,T}$$

onde y significa v, u ou h.

O estado além do qual não existe um processo de vaporização perceptível é chamado de *ponto crítico*. A pressões supercríticas, uma substância se expande de líquido para vapor de forma gradual e uniforme. Todas as três fases de uma substância coexistem em equilíbrio nos estados ao longo da *linha tripla*, caracterizada pela temperatura e pressão do ponto triplo. O líquido comprimido tem valores mais baixos para v, u e h que o líquido saturado à mesma T ou P. Da mesma forma, o vapor superaquecido tem valores mais altos para v, u e h que o vapor saturado à mesma T ou P.

Qualquer relação entre a pressão, a temperatura e o volume específico de uma substância é chamada de *equação de estado*. A equação de estado mais simples e conhecida para as substâncias na fase gás é a *equação de estado do gás ideal*,

$$Pv = RT$$

onde R é a constante do gás. É preciso cuidado ao usar essa relação, já que um gás ideal é uma substância fictícia. Os gases reais exibem comportamento de gás ideal a pressões relativamente baixas e temperaturas relativamente altas.

O desvio do comportamento de gás ideal pode ser calculado adequadamente com o uso do *fator de compressibilidade Z* definido por

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad \text{ou} \quad Z = \frac{v_{\text{real}}}{v_{\text{ideal}}}$$

O fator Z é aproximadamente igual para todos os gases à mesma *temperatura* e *pressão reduzidas*, que são definidas por

$$T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \quad \text{e} \quad P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}}$$

onde P_{cr} e T_{cr} são a pressão e temperatura crítica, respectivamente. Esse fato é conhecido como o *princípio dos estados correspondentes*. Quando os valores de P ou T são desconhecidos, eles podem

ser determinados a partir do diagrama de compressibilidade, com a ajuda do *volume específico pseudorreduzido* definido por

$$v_R = \frac{v_{\text{real}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}}$$

O comportamento *P-v-T* das substâncias pode ser representado com maior precisão por meio de equações de estado mais complexas. Três das equações de estado mais conhecidas são

van der Waals: $$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

onde

$$a = \frac{27R^2T_{\text{cr}}^2}{64P_{\text{cr}}} \quad \text{e} \quad b = \frac{RT_{\text{cr}}}{8P_{\text{cr}}}$$

Beattie-Bridgeman: $$P = \frac{R_uT}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2}$$

onde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{e} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

Benedict-Webb-Rubin:

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}} + \left(B_0R_uT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_uT - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

onde R_u é a constante universal dos gases e $\bar{v}$ é o volume específico molar.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. ASHRAE *Handbook of Fundamentals*. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE *Handbook of Refrigeration.* SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
3. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics.* 2. ed. New York:Wiley, 1997.
4. M. Kostic. *Analysis of Enthalpy Approximation for Compressed Liquid Water*. IMECE 2004, ASME Proceedings, ASME, New York, 2004.

PROBLEMAS*

Substâncias puras, processos de mudança de fase, diagramas de propriedades

3–1C Qual é a diferença entre líquido saturado e líquido comprimido?

3–2C Qual é a diferença entre vapor saturado e vapor superaquecido?

3–3C Há alguma diferença entre as propriedades intensivas do vapor saturado a uma determinada temperatura e as propriedades intensivas do vapor em uma mistura saturada à mesma temperatura?

3–4C Se a pressão de uma substância sofre um aumento durante um processo de ebulição, a temperatura irá também aumentar ou vai permanecer constante? Por quê?

3–5C Por que a temperatura e a pressão são propriedades dependentes na região de mistura saturada?

3–6C Qual é a diferença entre o ponto crítico e o ponto triplo?

3–7C É possível verificar vapor de água a –10 °C?

3–8C Uma pessoa cozinha carne no vapor em uma panela que está (*a*) destampada, (*b*) coberta com uma tampa leve e (*c*) coberta com uma tampa pesada. Em qual caso o tempo de cozimento será menor? Por quê?

3–9C Como o processo de ebulição a pressões supercríticas difere do processo de ebulição sob pressões subcríticas?

Tabelas de propriedades

3–10C Uma panela cuja tampa se ajusta perfeitamente quase sempre fica com a tampa presa após o cozimento, e torna-se difícil

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

tirá-la quando a panela esfria. Explique por que isso acontece e o que você faria para tirar a tampa.

3–11C É sabido que o ar quente sobe em um ambiente mais frio. Considere uma mistura quente de ar e gasolina na parte superior de uma lata de gasolina aberta. Você acha que essa mistura gasosa subirá em um ambiente mais frio?

3–12C A quantidade de calor absorvida quando 1 kg de água líquida saturada ferve a 100 °C é igual à quantidade de calor liberada quando 1 kg de vapor de água saturado condensa a 100 °C?

3–13C O ponto de referência arbitrado para as propriedades de uma substância tem algum efeito sobre a análise termodinâmica? Por quê?

3–14C Qual é o significado físico de h_{lv}? Seu valor pode ser obtido a partir dos valores de h_l e h_v? De que forma?

3–15C Considere h_{lv}: ela varia com a pressão? De que forma?

3–16C É verdadeira a afirmativa de que é necessária uma maior quantidade de energia para vaporizar 1 kg de água líquida saturada a 100 °C do que a 120 °C?

3–17C O que é título? Ele possui algum significado nas regiões de vapor superaquecido?

3–18C Que processo exige mais energia: vaporizar completamente 1 kg de água líquida saturada à pressão de 1 atm ou vaporizar completamente 1 kg de água líquida saturada à pressão de 8 atm?

3–19C Pode o título ser expresso como a razão entre o volume ocupado na fase de vapor e o volume total? Explique.

3–20C Na ausência de tabelas de líquido comprimido, como se determina o volume específico de um líquido comprimido a uma determinada P e T?

3–21C Em 1775, o Dr. William Cullen fez gelo na Escócia evacuando o ar em um tanque de água. Explique como funciona esse dispositivo e discuta como tornar o processo mais eficiente.

3–22 Complete esta tabela para H_2O:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descrição da fase
50		7,72	
	400		Vapor saturado
250	500		
110	350		

3–23 Reconsidere o Prob. 3–22. Usando o EES (ou outro programa), determine as propriedades da água que estão faltando. Repita a solução para o refrigerante-134a, para o refrigerante-22 e para a amônia.

3–24E Complete esta tabela para H_2O:

T, °F	P, psia	u, Btu/lbm	Descrição da fase
300		782	
	40		Vapor saturado
500	120		
400	400		

3–25 Reconsidere o Prob. 3–24E. Usando o EES (ou outro programa), determine as propriedades da água que estão faltando. Repita a solução para o refrigerante-134a, para o refrigerante-22 e para a amônia.

3–26 Complete esta tabela para H_2O:

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Descrição da fase
	200		0,7	
140		1.800		
	950		0,0	
80	500			
	800	3.162,2		

3–27 Complete esta tabela para o refrigerante-134a:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descrição da fase
−12	320		
30		0,0065	
	550		Vapor saturado
60	600		

3–28 Se os dados fornecidos forem suficientes, complete as células em branco na tabela a seguir com as propriedades da água. Na última coluna, descreva a condição da água como líquido comprimido, mistura saturada, vapor superaquecido ou informação insuficiente, e, se for caso, dê o título.

P, kPa	T, °C	v, m³/kg	h, kJ/kg	Descrição da condição e título (se aplicável)
200			2.706,3	
	130			0,650
	400		3.277,0	
800	30			
450	147,90			

3–29E Complete esta tabela para o refrigerante-134a:

T, °F	P, psia	h, Btu/lbm	x	Descrição da fase
	80	78		
15			0,6	
10	70			
	180	129,46		
110			1,0	

3–30 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,85 kg de refrigerante-134a a −10 °C. O pistão, que está livre para se movimentar, possui uma massa de 12 kg e um diâmetro de 25 cm. A pressão atmosférica local é de 88 kPa. Calor é transferido para o refrigerante-134a até que a temperatura atinja 15 °C. Determine (*a*) a pressão final, (*b*) a variação do volume do cilindro e (*c*) a variação da entalpia do refrigerante-134a.

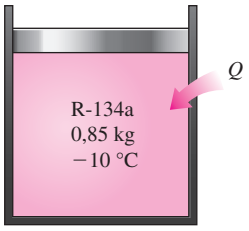


FIGURA P3–30

3–31E O refrigerante-134a, cujo volume específico é 0,4618 pé³/lbm, flui ao longo de um tubo a 120 psia. Qual é a temperatura no tubo?

3–32 Um quilo de água enche um recipiente rígido de 150 L a uma pressão inicial de 2 MPa. O recipiente é então resfriado para 40 °C. Determine a temperatura inicial e a pressão final da água.

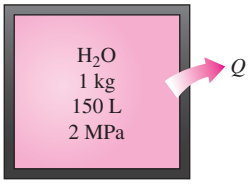


FIGURA P3–32

3–33 10 kg de R-134a enchem um recipiente rígido de 1,348 m³ a uma temperatura inicial de −40 °C. O recipiente é então aquecido até a pressão de 200 kPa. Determine a temperatura final e a pressão inicial.

Respostas: 66,3 °C; 51,25 kPa

3–34E Duas libras-massa de água, inicialmente a 500 psia, enchem o volume de 1,5 pés³ da câmara esquerda de um sistema particionado. O volume da câmara da direita é também 1,5 pés³ e está inicialmente evacuado. A partição é então rompida, e calor é transferido para a água até que a sua temperatura atinja 300 °F. Determine a pressão final da água, em psia, e a energia interna total, em Btu, no estado final.

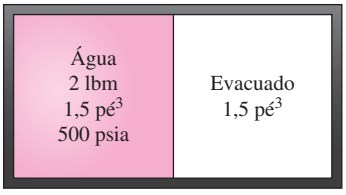


FIGURA P3–34E

3–35 Um recipiente de 9 m³ é preenchido com 300 kg de R-134a a 10 °C. Qual é a entalpia específica do R-134a no recipiente?

3–36 Refrigerante-134a a 200 kPa e 25 °C flui ao longo de uma linha de refrigeração. Determine o seu volume específico.

3–37E Um arranjo pistão-cilindro com mola contém inicialmente 0,2 lbm de R-134a como uma mistura de líquido e vapor, cuja temperatura é de −30 °F e com um título de 80%. A constante da mola é 37 lbf/pol e o diâmetro do pistão é de 12 polegadas. O R-134a é submetido a um processo que aumenta o seu volume em 40%. Calcule a temperatura final e a entalpia do R-134a.

Respostas: 81,5 °F; 120 Btu/lbm

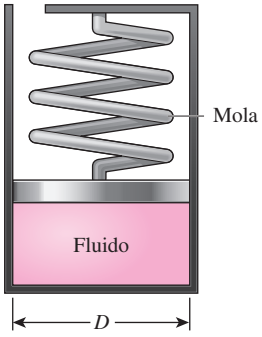


FIGURA P3–37E

3–38E Uma libra-massa de água ocupa 2,4264 pés³ de um arranjo pistão-cilindro a uma temperatura de 600 °F. O arranjo pistão-cilindro é então resfriado até a temperatura de 200 °F. Determine a pressão final da água, em psia, e o volume, em pés³.

Respostas: 250 psia; 0,01663 pé³

3–39 Dez quilogramas de R-134a ocupam 1,595 m³ de um arranjo pistão-cilindro a uma temperatura de −26,4 °C. O recipiente é aquecido até a temperatura de 100 °C. Determine o volume final do R-134a.

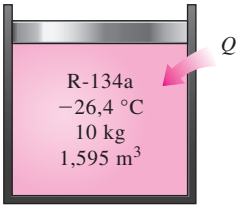


FIGURA P3–39

3–40E Uma libra-massa de água ocupa um recipiente cujo volume é de 2 pés³. A pressão no recipiente é de 100 psia. Calcule a energia interna total e a entalpia no recipiente.

Respostas: 661 Btu; 698 Btu

3–41 Três quilogramas de água em um recipiente possuem uma pressão de 100 kPa e temperatura de 250 °C. Qual é o volume desse recipiente?

3–42 10 kg de R-134a a 300 kPa ocupam um recipiente rígido cujo volume é de 14 L. Determine a temperatura e a entalpia total no recipiente. O recipiente é então aquecido até que a pressão seja de 600 kPa. Determine a temperatura e a entalpia total quando o aquecimento estiver concluído.

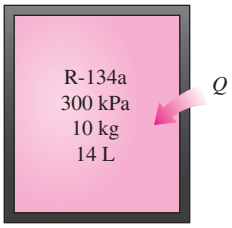


FIGURA P3–42

3–43 100 kg de R-134a a 200 kPa estão contidos em um dispositivo pistão-cilindro cujo volume é 12,322 m^3. O pistão é então movido até que o volume seja metade do seu tamanho original. Isso é feito de tal forma que a pressão do R-134a não se alterará. Determine a temperatura final e a mudança na energia interna total do R-134a.

3–44 Um determinado volume de água, inicialmente a 300 kPa e 250 °C, está contido em um arranjo pistão-cilindro equipado com batentes. A água é esfriada a pressão constante até que haja vapor saturado, e o pistão repousa sobre os batentes. Em seguida, a água continua a esfriar até a pressão de 100 kPa. No esboço dos diagramas *T*-*v*, considerando as linhas de saturação, vemos que as curvas do processo passam pelos estados inicial, intermediário e final da água. Identifique os valores de *T*, *P* e *v* para os estados finais sobre as curvas do processo. Determine a variação total da energia interna entre os estados inicial e final por unidade de massa da água.

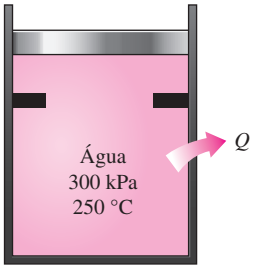


FIGURA P3–44

3–45E A pressão atmosférica em um local é geralmente especificada nas condições normais, mas muda com as condições meteorológicas. A pressão atmosférica cai durante tempestades e aumenta durante os dias claros e ensolarados. Considerando que a diferença de pressão entre as duas condições extremas é 0,2 pol de mercúrio, determine quanto as temperaturas de ebulição da água irão variar conforme as mudanças do tempo a partir de um extremo ao outro.

3–46 Uma pessoa usa uma panela de 30 cm de diâmetro com tampa bem ajustada para cozinhar e deixa o alimento esfriar até a temperatura ambiente de 20 °C. A massa total do alimento e da panela é 8 kg. A pessoa, então, tenta levantar a tampa da panela. Considerando que não haja vazamento de ar para dentro da panela durante o resfriamento, determine se a tampa será levantada ou se a panela se moverá junto com a tampa.

3–47 Uma panela de aço inoxidável com 25 cm de diâmetro interno ferve água a uma pressão de 1 atm em um fogão elétrico. Observa-se que o nível da água na panela cai em 10 cm no período de 45 min. Determine a taxa de transferência de calor para a panela.

3–48 Repita o Prob. 3–47 para um local a uma altitude de 2.000 m, onde a pressão atmosférica é de 79,5 kPa.

3–49 O vapor saturado saindo da turbina de uma usina de potência a 40 °C condensa-se no exterior de um tubo com 3 cm de diâmetro externo e 35 m de comprimento à taxa de 130 kg/h. Determine a taxa de transferência de calor do vapor de água para a água de resfriamento que escoa no interior do tubo.

3–50 Observa-se que a água de uma panela com 5 cm de profundidade ferve a 98 °C. A que temperatura ferverá a água de uma panela com 40 cm de profundidade? Suponha que ambas as panelas estejam cheias de água.

3–51 Aquece-se água em um arranjo pistão-cilindro vertical. O pistão tem massa de 20 kg e área da seção transversal de 100 cm^2. Considerando que a pressão atmosférica local é de 100 kPa, determine a temperatura na qual a água começará a ferver.

3–52 Um tanque rígido de volume igual a 1,8 m^3 inicialmente contém 15 kg de mistura líquido-vapor de água a 90 °C. Em seguida, a água é aquecida lentamente. Determine a temperatura na qual o líquido do tanque é completamente vaporizado. Identifique o processo em um diagrama *T*-*v* com relação às linhas de saturação.

Resposta: 202,9 °C

3–53 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,005 m^3 de água líquida e 0,9 m^3 de vapor de água em equilíbrio a 600 kPa. Calor é transferido a pressão constante até que a temperatura atinja 200 °C.

(*a*) Qual é a temperatura inicial da água?

(*b*) Determine a massa total da água.

(*c*) Calcule o volume final.

(*d*) Mostre o processo em um diagrama *P*-*v* com relação às linhas de saturação.

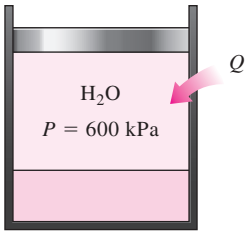


FIGURA P3–53

3–54 Reconsidere o Prob. 3–53. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão sobre a massa total da água do tanque. Varie a pressão de 0,1 MPa a 1 MPa. Trace uma curva da massa total de água em função da pressão e discuta os resultados. Mostre também o processo do Prob. 3–53 em um diagrama *P*-*v*, usando os recursos de construção de gráficos de propriedades do EES.

3–55E Vapor de água superaquecido a 180 psia e 500 °F é resfriado a volume constante até que a temperatura caia para 250 °F. No estado final, determine (*a*) a pressão, (*b*) o título e (*c*) a entalpia. Mostre também o processo em um diagrama *T*-*v* que inclua as linhas de saturação.

Respostas: (*a*) 29,84 psia; (*b*) 0,219; (*c*) 426,0 Btu/lbm

3–56E Reconsidere o Prob. 3–55E. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão inicial sobre o título da água no estado final. Varie a pressão de 100 a 300 psi. Trace um gráfico do título em relação à pressão inicial e discuta os resultados. Mostre também o processo do Prob. 3–55E em um diagrama *T*-*v*, usando os recursos gráficos do EES.

3–57 Determine o volume específico, a energia interna e a entalpia da água líquida comprimida a 80 °C e 20 Mpa, usando a aproximação de líquido saturado. Compare esses valores com aqueles obtidos nas tabelas de líquido comprimido.

3–58 Reconsidere o Prob. 3–57. Usando o EES (ou outro programa), determine as propriedades indicadas do líquido comprimido, e compare-as àquelas obtidas usando a aproximação de líquido saturado.

3–59 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,8 kg de vapor de água a 300 °C e 1 MPa. O vapor é resfriado a pressão constante até que metade da massa condense.

(*a*) Mostre o processo em um diagrama *T*-*v*.

(*b*) Encontre a temperatura final.

(*c*) Determine a variação do volume.

3–60 Um tanque rígido contém vapor de água a 250 °C a uma pressão desconhecida. Quando o tanque for resfriado a 124 °C, o vapor começará a condensar. Estime a pressão inicial do tanque.

Resposta: 0,30 MPa

3–61 Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 1,4 kg de água líquida saturada a 200 °C. Calor é transferido para a água até que o volume quadruplique e o cilindro contenha apenas vapor saturado. Determine (*a*) o volume do tanque, (*b*) a temperatura e a pressão finais, e (*c*) a variação da energia interna da água.

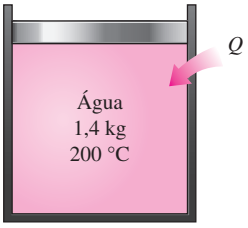


FIGURA P3–61

3–62E Qual o erro na determinação da entalpia específica quando se aplica a aproximação de líquido incompressível para a água a 1.500 psia e 400 °F?

3–63 Qual o erro na determinação do volume e entalpia específica da água a 20 MPa e 140 °C usando a aproximação de líquido incompressível?

3–64 100 gramas de R-134a inicialmente preenchem a metade de um dispositivo pistão-cilindro a 60 kPa e −20 °C. O dispositivo é então aquecido até a temperatura de 100 °C. Determine a alteração no volume do dispositivo como resultado do aquecimento.

Resposta: 0,0168 m^3

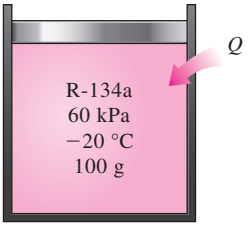


FIGURA P3–64

3–65 Um vaso rígido contém 2 kg de refrigerante-134a a 800 kPa e 120 °C. Determine o volume do vaso e a energia interna total.

Respostas: 0,0753 m^3; 655,7 kJ

3–66 Um vaso de 0,5 m^3 contém 10 kg de refrigerante-134a a –20 °C. Determine (*a*) a pressão, (*b*) a energia interna total e (*c*) o volume ocupado pela fase líquida.

Respostas: (*a*) 132,82 kPa; (*b*) 904,2 kJ; (*c*) 0,00489 m^3

3–67 Diagramas de estado pressão-entalpia são úteis para o estudo de sistemas de refrigeração e semelhantes. Usando o EES (ou outro programa) e dados de propriedades reais, trace um diagrama de pressão-entalpia para o R-134a que inclua as linhas de saturação. Esboce também os processos isotérmicos e entropia-constante neste diagrama.

3–68 Um tanque rígido de 0,3 m^3 contém inicialmente uma mistura saturada de líquido e vapor de água a 150 °C. Em seguida, a

água é aquecida até atingir o estado crítico. Determine a massa da água líquida e o volume ocupado pelo líquido no estado inicial.

Respostas: 96,1 kg; 0,105 m^3

Gás ideal

3–69C Qual é a diferença entre massa e massa molar? Como as duas se relacionam?

3–70C Sob que condições a hipótese de gás ideal é adequada para os gases reais?

3–71C Qual é a diferença entre R e R_u? Como as duas se relacionam?

3–72C Propano e metano são normalmente usados para aquecimento no inverno, e o vazamento desses combustíveis, mesmo que por períodos curtos, representa risco de incêndio em domicílios. Na sua opinião, o vazamento de qual gás impõe o maior risco de incêndio? Explique.

3–73 Qual é o volume específico do nitrogênio a 300 kPa e 227 °C?

3–74E Um recipiente de 3 $pés^3$ é preenchido com 2 lbm de oxigênio a uma pressão de 80 psia. Qual é a temperatura do oxigênio?

3–75 Uma massa de 2 kg de hélio é mantida a 300 kPa e 27 °C em um recipiente rígido. Qual o tamanho do recipiente, em m^3?

3–76 Um balão esférico com diâmetro de 9 m é preenchido com hélio a 27 °C e 200 kPa. Determine o número de mols e a massa de hélio no balão.

Respostas: 30,6 kmol; 123 kg

3–77 Reconsidere o Prob. 3–76. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do diâmetro do balão sobre a massa do hélio contido no balão para as pressões (*a*) 100 kPa e (*b*) 200 kPa. Varie o diâmetro entre 5 m e 15 m. Trace um gráfico da massa do hélio em função do diâmetro em ambos os casos.

3–78 Um tanque de 1 m^3 contendo ar a 25 °C e 500 kPa está conectado por meio de uma válvula a um outro tanque contendo 5 kg de ar a 35 °C e 200 kPa. A válvula é aberta, e todo o sistema atinge equilíbrio térmico com a vizinhança, que está a 20 °C. Determine o volume do segundo tanque e a pressão de equilíbrio final do ar.

Respostas: 2,21 m^3; 284,1 kPa

3–79E Um tanque elástico contém 2,3 lbmol de ar a 65 °F e 32 psia. Qual é o volume do tanque? Considerando que o volume é dobrado com a mesma pressão, determine a temperatura final.

3–80 Um tanque rígido contém um gás ideal a 1.227 °C e pressão manométrica de 200 kPa. O gás é resfriado até que a pressão manométrica chegue a 50 kPa. Considerando que a pressão atmosférica é de 100 kPa, determine a temperatura final do gás.

3–81 Um tanque rígido cujo volume é desconhecido está dividido em duas partes por uma partição. Um dos lados do tanque contém um gás ideal, a 927 °C. O outro lado está evacuado e tem um volume que equivale a duas vezes o tamanho da parte que contém o gás. A partição é então removida e o gás expande-se, preenchendo todo o tanque. Calor é transferido ao gás até que a pressão seja igual à pressão inicial. Determine a temperatura final do gás.

Resposta: 3.327 °C

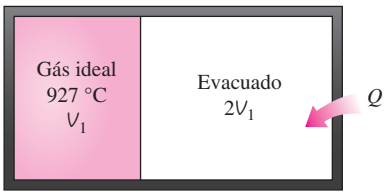


FIGURA P3–81

3–82 Uma quantidade de 0,6 kg de argônio preenche um volume de 0,05 m^3 de um dispositivo pistão-cilindro a 550 kPa. O pistão é então movido pela alteração dos pesos até que o volume seja o dobro do seu tamanho original. Durante esse processo, a temperatura do argônio é mantida constante. Determine a pressão final no dispositivo.

3–83 A pressão do pneu de um automóvel depende da temperatura do ar dentro do pneu. Quando a temperatura do ar é de 25 °C, o manômetro indica 210 kPa. Considerando que o volume do pneu é de 0,025 m^3, determine o aumento da pressão do pneu quando a temperatura do pneu subir para 50 °C. Da mesma forma, determine a quantidade de ar que deve ser retirada para restaurar a pressão ao seu valor original nessa temperatura. Suponha que a pressão atmosférica seja de 100 kPa.

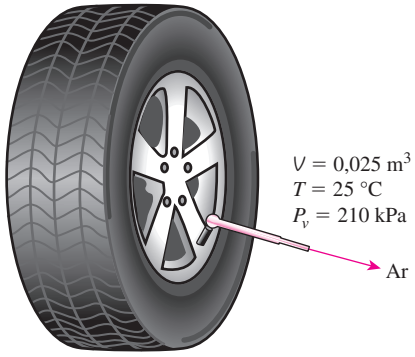


FIGURA P3–83

Fator de compressibilidade

3–84C Qual é o significado físico do fator de compressibilidade Z?

3–85C O que é o princípio dos estados correspondentes?

3–86C Como são definidas a pressão reduzida e a temperatura reduzida?

3–87 Determine o volume específico do vapor de água superaquecido a 15 MPa e 350 °C, usando (*a*) a equação do gás ideal, (*b*) o diagrama generalizado de compressibilidade e (*c*) as tabelas de vapor. Determine também o erro associado aos dois primeiros casos.

Respostas: (*a*) 0,01917 m³/kg, 67,0%; (*b*) 0,01246 m³/kg, 8,5%; (*c*) 0,01148 m³/kg

3–88 Reconsidere o Prob. 3–87. Resolva o problema usando o recurso do fator de compressibilidade do programa EES. Usando novamente o EES, compare o volume específico da água nos três casos a 15 MPa para a faixa de temperatura de 350 °C a 600 °C em intervalos de 25 °C. Trace um gráfico do erro percentual da aproximação de gás ideal em função da temperatura e discuta os resultados.

3–89 Determine o volume específico do vapor de refrigerante-134a a 0,9 MPa e 70 °C com base (*a*) na equação do gás ideal, (*b*) no diagrama generalizado de compressibilidade e (*c*) nos dados das tabelas. Determine também o erro envolvido nos dois primeiros casos.

3–90 Determine o volume específico do vapor de água superaquecido a 3,5 MPa e 450 °C, com base (*a*) na equação do gás ideal, (*b*) no diagrama generalizado de compressibilidade e (*c*) nas tabelas de vapor. Determine o erro envolvido nos dois primeiros casos.

3–91E Em um vaso rígido, etano a 80 psia é aquecido de 100 °F até a temperatura de 540 °F. Qual é a pressão final do etano prevista pelo diagrama de compressibilidade?

3–92 Etileno é aquecido a pressão constante de 5 MPa e 20 °C a 200 °C. Usando o diagrama de compressibilidade, determine a alteração no volume específico do etileno como um resultado deste aquecimento.

Resposta: 0,0172 m³/kg

3–93 Vapor de água saturado a 350 °C é aquecido a uma pressão constante até que o seu volume dobre. Determine a temperatura final usando a equação de estado do gás ideal, os diagramas de compressibilidade e as tabelas de vapor.

3–94E Vapor de água saturado a 400 °F é aquecido a uma pressão constante até que o seu volume dobre. Determine a temperatura final usando a equação de estado do gás ideal, os diagramas de compressibilidade e as tabelas de vapor.

3–95 Metano a 8 MPa e 300 K é aquecido a pressão constante até que o seu volume tenha aumentado em 50%. Determine a temperatura final usando a equação de estado do gás ideal e o fator de compressibilidade. Qual desses dois resultados é mais preciso?

3–96 Qual é o erro percentual em que se incorre ao tratar o dióxido de carbono a 5 MPa e 25 °C como um gás ideal?

Resposta: 45%

3–97 Dióxido de carbono na fase gás entra em um tubo a 3 MPa e 500 K a uma vazão de 2 kg/s. Ele é resfriado a pressão constante, e sua temperatura cai a 450 K na saída do tubo. Determine a vazão volumétrica e a densidade do dióxido de carbono na entrada, e também a vazão volumétrica na saída do tubo, usando (*a*) a equação do gás ideal e (*b*) o diagrama generalizado de compressibilidade. Determine também (*c*) o erro envolvido em cada caso.

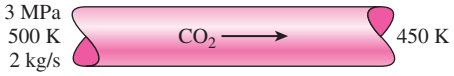


FIGURA P3–97

3–98 Determine o volume específico do gás nitrogênio a 10 MPa e 150 K com base em (*a*) a equação do gás ideal e (*b*) o diagrama generalizado de compressibilidade. Compare esses resultados com o valor experimental de 0,002388 m³/kg e determine o erro associado a cada caso.

Respostas: (*a*) 0,004452 m³/kg, 86,4%; (*b*) 0,002404 m³/kg, 0,7%

Outras equações de estado

3–99C Qual é o significado físico das duas constantes que aparecem na equação de estado de van der Waals? Como elas são determinadas?

3–100 100 gramas de monóxido de carbono estão contidos em um dispositivo pistão-cilindro. Inicialmente, o monóxido de carbono está a 1.000 kPa e 200 °C. Em seguida é aquecido até que a temperatura atinja 500 °C. Determine o volume final do monóxido de carbono tratando-o como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás de Benedict-Webb-Rubin.

3–101 Uma determinada quantidade de gás metano é aquecida de 20 °C a 300 °C em um recipiente rígido a 80 kPa. Determine a pressão final do metano tratando-o como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás de Benedict-Webb-Rubin.

3–102E Uma dada quantidade de monóxido de carbono é aquecida de 70 °F a 800 °F em um recipiente rígido a 14,7 psia. Determine a pressão final do monóxido de carbono tratando-o como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás de Benedict-Webb-Rubin.

3–103E Uma dada quantidade do refrigerante-134a a 160 psia tem um volume específico de 0,3479 pé³/lbm. Determine a temperatura do refrigerante com base na (*a*) equação do gás ideal, (*b*) equação de van der Waals e (*c*) tabelas do refrigerante.

3–104 Uma dada quantidade de nitrogênio a 150 K tem um volume específico de 0,041884 m³/kg. Determine a pressão do nitrogênio usando (*a*) a equação do gás ideal e (*b*) a equação de Beattie-Bridgeman. Compare seus resultados com o valor experimental de 1.000 kPa.

Respostas: (*a*) 1.063 kPa; (*b*) 1.000,4 kPa

3–105 Reconsidere o Prob. 3–104. Usando o EES (ou outro programa), compare os resultados de pressão usando a equação do gás ideal e as equações de Beattie-Bridgeman com os dados do nitrogênio fornecidos pelo EES. Trace uma curva de temperatura em função do volume específico para uma pressão de 1.000 kPa com relação às linhas de líquido saturado e de vapor saturado do nitrogênio no intervalo 110 K $< T <$ 150 K.

3–106 Um quilo de dióxido de carbono a 200 °C é comprimido de 1 MPa a 3 MPa em um dispositivo pistão-cilindro arranjado para executar um processo politrópico $PV^{1,2}$ = constante. Determine a temperatura final tratando o dióxido de carbono como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás de van der Waals.

Tópico especial: pressão do vapor e pressão de equilíbrio

3–107 Considere um copo com água em uma sala a 20 °C e 40% de umidade relativa; a temperatura da água é de 15 °C. Determine a pressão do vapor (*a*) na superfície livre da água e (*b*) em um ponto da sala longe do copo.

3–108 Em um dia quente de verão na praia, com a temperatura do ar a 30 °C, alguém diz que a pressão do vapor de água no ar é de 5,2 kPa. Isso é verdadeiro?

3–109 Em um determinado dia, a temperatura e a umidade relativa do ar sobre uma piscina grande são medidas como 20 °C e 40%, respectivamente. Determine a temperatura da água da piscina, estabelecidas as condições de equilíbrio de fase entre a água da piscina e o vapor de água do ar.

3–110 Em um dia quente de verão, quando a temperatura do ar está a 35 °C e a umidade relativa do ar é de 70%, você compra uma lata de refrigerante que deveria estar "gelada". O vendedor diz que a temperatura da bebida está abaixo de 10 °C. Mesmo assim a bebida não parece estar tão gelada e você duvida, pois não observa nenhuma condensação se formando do lado de fora da lata. O vendedor está falando a verdade?

3–111E Uma garrafa térmica está preenchida pela metade com água e é deixada aberta para o ar atmosférico a 70 °F e 35% de umidade relativa. Considerando que a transferência de calor para a água através das paredes térmicas e a superfície livre é desprezível, determine a temperatura da água, considerando o equilíbrio de fase estabelecido.

3–112 Considere duas salas idênticas, exceto pelo fato de que uma é mantida a 25 °C com umidade relativa do ar de 40%, enquanto a outra é mantida a 20 °C e 55% de umidade relativa do ar. Observando que a quantidade de umidade é proporcional à pressão do vapor, determine qual sala contém mais umidade.

Problemas de revisão

3–113 Um tanque rígido contém gás nitrogênio a 227 °C e pressão manométrica de 100 kPa. O gás é aquecido até à pressão manométrica de 250 kPa. Considerando que a pressão atmosférica é de 100 kPa, determine a temperatura final do gás, em °C.

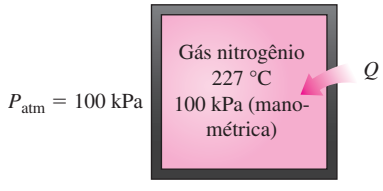


FIGURA P3–113

3–114 Uma quantidade de dióxido de carbono (gás) a 3 MPa e 500 K escoa em regime permanente em um tubo a uma vazão de 0,4 kmol/s. Determine (*a*) as vazões em volume e em massa e a densidade do dióxido de carbono nesse estado. Considerando que o CO_2 é resfriado a pressão constante enquanto escoa no tubo, de modo que sua temperatura cai a 450 K na saída do tubo, determine (*b*) a vazão em volume na saída do tubo.

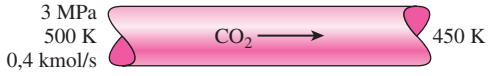


FIGURA P3–114

3–115 A combustão em um motor a gasolina pode ser aproximada por um processo de adição de calor a volume constante. Tanto a mistura de ar e combustível existente no cilindro antes da combustão como os gases resultantes desta podem ser aproximados simplesmente como ar, um gás ideal. No motor a gasolina, as condições do cilindro são de 1,4 MPa e 450 °C antes da combustão e 1.600 °C após esta. Determine a pressão ao final do processo de combustão.

Resposta: 3,63 MPa

FIGURA P3–115

3–116 A combustão em um motor diesel pode ser modelada como um processo de adição de calor a pressão constante com ar no cilindro antes e após a combustão. Considere o cilindro de um motor diesel com condições de 950 K e 75 cm^3 antes da combustão e 150 cm^3 após a mesma. O motor opera com uma razão ar-combustível de 22 kg ar/kg combustível (massa de ar dividida pela massa de combustível). Determine a temperatura após o processo de combustão.

FIGURA P3–116

3–117 Um quilograma de R-134a preenche 0,090 m³ de um recipiente rígido a uma temperatura inicial de −40 °C. O recipiente é então aquecido até que a pressão seja de 280 kPa. Determine a pressão inicial e a temperatura final.

Respostas: 51,25 kPa; 50 °C

3–118E Uma libra-massa de água preenche 2,649 pés³ de um dispositivo pistão-cilindro a uma temperatura de 400 °F. O dispositivo pistão-cilindro é então resfriado até a temperatura de 100 °F. Determine a pressão final e o volume da água.

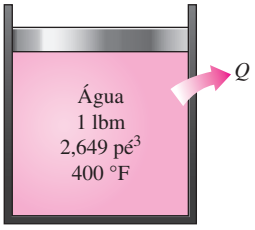


FIGURA P3–118E

3–119 Os diâmetros dos pistões na Fig. P3–119 são $D_1 = 10$ cm e $D_2 = 4$ cm. A câmara 1 contém 1 kg de hélio, enquanto a câmara 2 está preenchida com vapor de água de condensação; a câmara 3 está evacuada. O conjunto completo é colocado em um ambiente cuja temperatura é de 200 °C. Determine o volume da câmara 1, considerando que o equilíbrio termodinâmico esteja estabelecido.

Resposta: 3,95 m³

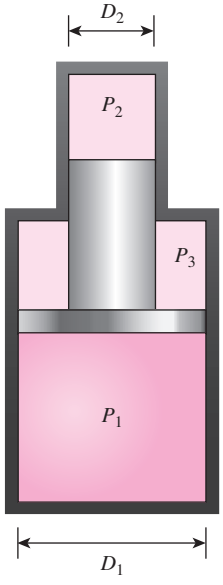


FIGURA P3–119

3–120E Os diâmetros dos pistões na Fig. P3–119 são $D_1 = 3$ pol e $D_2 = 2$ pol. A pressão na câmara 3 é de 30 psia. A câmera 1 contém 0,5 lbm de ar e a câmara 2 está preenchida com R-134a condensado. Todo o conjunto é mantido a 120 °F. Determine o volume da câmara 1.

3–121E Reconsidere o Prob. 3–120E. Quanto irá variar o volume da câmara 1 quando a pressão na câmara 3 for aumentada para 60 psia?

3–122 Uma quantidade de etano a 10 MPa e 100 °C é aquecida a pressão constante até que o seu volume aumente em 60%. Determine a temperatura final usando (*a*) a equação de estado do gás ideal e (*b*) o fator de compressibilidade. Qual desses dois resultados é o mais preciso?

3–123 Um tanque de 20 m³ contém nitrogênio a 23 °C e 600 kPa. Parte do nitrogênio é liberada até que a pressão do tanque caia para 400 kPa. Considerando que a temperatura nesse ponto é de 20 °C, determine a quantidade de nitrogênio que foi liberada.

Resposta: 44,6 kg

3–124 Um tanque rígido de 4 L contém 2 kg de mistura de água líquida e vapor de água saturado a 50 °C. Em seguida, a água é aquecida lentamente até existir uma única fase somente. No estado final, a água estará na fase líquida ou vapor? Qual seria sua resposta se o volume do tanque fosse de 400 L em vez de 4 L?

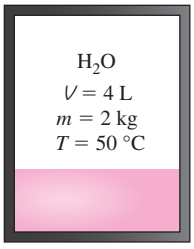


FIGURA P3–124

3–125 Um tanque rígido de 0,5 m³ contendo hidrogênio a 20 °C e 400 kPa está conectado por meio de uma válvula a outro tanque rígido de 0,5 m³ que contém hidrogênio a 50 °C e 150 kPa. A válvula é aberta, e o sistema atinge equilíbrio térmico com a vizinhança, que está a 15 °C. Determine a pressão final do tanque.

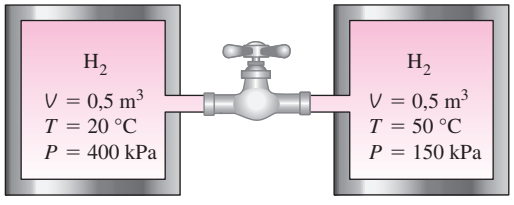


FIGURA P3–125

3–126 Reconsidere o Prob. 3–125. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura da vizinhança sobre a pressão de equilíbrio final nos tanques. Varie a temperatura da vizinhança entre −10 °C e 30 °C. Trace um gráfico da pressão final dos tanques com relação à temperatura da vizinhança e discuta os resultados.

3–127 A pressão manométrica do pneu de um automóvel é de 200 kPa antes de uma viagem e 220 kPa após uma viagem a um local onde a pressão atmosférica é de 90 kPa. Supondo que o volume do pneu permanece constante a uma taxa de 0,035 m^3, determine o aumento percentual da temperatura absoluta do ar no pneu.

3–128 Uma dada quantidade de vapor de água a 400 °C possui volume específico de 0,02 m^3/kg. Determine a pressão do vapor de água com base (*a*) na equação do gás ideal (*b*) no diagrama geral de compressibilidade e (*c*) nas tabelas de vapor.

Respostas: (*a*) 15.529 kPa; (*b*) 12.574 kPa; (*c*) 12.515 kPa

3–129 Um tanque de volume desconhecido é dividido por uma partição. Um lado do tanque contém 0,03 m^3 de refrigerante-134a sob a forma de líquido saturado a 1,2 MPa, enquanto o outro lado é evacuado. A partição é removida e o refrigerante ocupa todo o tanque. Considerando que o estado final do refrigerante é de 30 °C e 400 kPa, determine o volume do tanque.

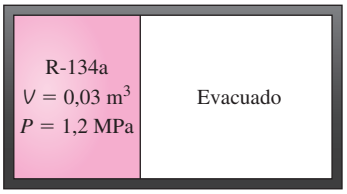


FIGURA P3–129

3–130 Reconsidere o Prob. 3–129. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão inicial do refrigerante-134a sobre o volume do tanque. Varie a pressão inicial de 0,5 MPa a 1,5 MPa. Trace um gráfico do volume do tanque em função da pressão inicial e discuta os resultados.

3–131 O propano líquido é normalmente usado como combustível para aquecer as casas, mover veículos (como empilhadeiras) e preencher tanques portáteis. Considere um tanque de propano que inicialmente contém 5 L de propano líquido à temperatura ambiente de 20 °C. Há um furo no tubo de conexão de um tanque de propano, e este começa a vazar. Determine a temperatura do propano quando a pressão do tanque cair para 1 atm. Determine também a quantidade total de calor transferido do ambiente para o tanque para evaporar todo o propano do tanque.

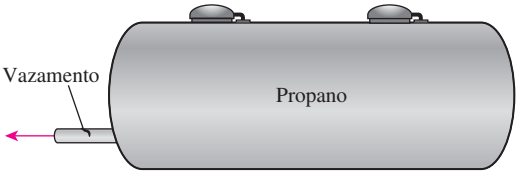


FIGURA P3–131

3–132 Repita o Prob. 3–131 para o isobutano.

3–133 Um tanque contém hélio a 77 °C e pressão manométrica de 110 kPa. O hélio é aquecido em um processo de transferência de calor e atinge um estado final de equilíbrio a 300 °C. Determine a pressão manométrica final do hélio. Suponha que a pressão atmosférica é de 100 kPa.

3–134 Quais são os oito primeiros coeficientes do virial de um gás Benedict-Webb-Rubin? *Dica:* Expanda o termo exponencial em uma expansão em séries de potência.

3–135 Complete as células em branco da tabela a seguir com propriedades da água. Na última coluna, descreva a condição da água como líquido comprimido, mistura saturada ou vapor superaquecido – ou complete com um "informações insuficientes" – e, se for o caso, forneça o título.

P, kPa	*T*, °C	*v*, m^3/kg	*u*, kJ/kg	Descrição da condição e título (se for o caso)
	250		2.728,9	
300			1.560,0	
101,42	100			
3.000	180			

3–136 Complete as células em branco da tabela a seguir com propriedades da água. Na última coluna, descreva a condição da água como líquido comprimido, mistura saturada ou vapor superaquecido – ou complete com um "informações insuficientes" – e, se for o caso, forneça o título.

P, kPa	*T*, °C	*v*, m^3/kg	*u*, kJ/kg	Descrição da condição e título (se for o caso)
200			2.529,1	
	125			$x = 0{,}650$
	400		2.967,2	
1.000	30			
120,90	150			

3–137 Uma dada quantidade de água inicialmente a 300 kPa e 250 °C está contida em um tanque de volume constante. A água é resfriada até que sua pressão seja 150 kPa. No esboço dos diagramas *P*-*v* e *T*-*v*, considerando as linhas de saturação, verifica-se que a curva do processo passa pelos estados inicial e final da água. Identifique o estado final sobre as curvas do processo. Esboce também, nos diagramas *P*-*v* e *T*-*v*, as isotermas passando em ambos os estados, e mostre seus valores, em °C, nas isotermas.

3–138 Uma determinada quantidade de água inicialmente a 300 kPa e 0,5 m^3/kg está contida em um dispositivo pistão-cilindro equipado com batentes de modo que a água suporta o peso

do pistão e da força da atmosfera. A água é aquecida até atingir o estado de vapor saturado, e o pistão repousa contra os batentes. Com o pistão contra os batentes, a água é aquecida ainda mais até que a pressão seja de 600 kPa. Nos esboços dos diagramas *P*-*v* e *T*-*v*, considerando as linhas de saturação, verifica-se que a curva do processo passa pelos estados inicial e final da água. Identifique os estados no processo como 1, 2, e 3. Em ambos os diagramas *P*-*v* e *T*-*v*, esboce as isotermas passando pelos estados e mostre seus valores, em °C, nas isotermas.

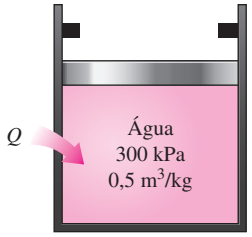


FIGURA P3–138

3–139E Comprime-se 0,5 lbm de argônio de 1.000 psia para 2.000 psia a 300 °F em um dispositivo pistão-cilindro que executa um processo politrópico em que $Pv^{1,6}$ = constante. Determine a temperatura final tratando o argônio como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás Beattie-Bridgeman.

3–140E Uma certa quantidade de nitrogênio é mantida a 400 psia e −100 °F. Compare o volume específico do nitrogênio, como previsto pela (*a*) equação de estado do gás ideal, (*b*) a equação de estado de Benedict-Webb-Rubin e (*c*) com o fator de compressibilidade.

Problemas de múltipla escolha

3–141 Um tanque rígido inicialmente contém 2 kg de um gás ideal a 4 atm e 40 °C. Em seguida, uma válvula é aberta e metade da massa do gás é liberada. Se a pressão final do tanque for de 2,2 atm, a temperatura final do mesmo será

(*a*) 71 °C (*b*) 44 °C (*c*) −100 °C
(*d*) 20 °C (*e*) 172 °C

3–142 A pressão do pneu de um automóvel é medida a 190 kPa (manométrica) antes de uma viagem, e a 215 kPa (manométrica) após a viagem, em um local no qual a pressão atmosférica é de 95 kPa. Se a temperatura do ar no pneu antes da viagem era de 25 °C, a temperatura do ar após a viagem é de

(*a*) 51,1 °C (*b*) 64,2 °C (*c*) 27,2 °C
(*d*) 28,3 °C (*e*) 25,0 °C

3–143 Um tanque rígido de 300 m³ é preenchido com uma mistura saturada de água líquida e vapor de água a 200 kPa. Se 25% da massa for líquida e 75% da massa for vapor, a massa total no tanque é

(*a*) 451 kg (*b*) 556 kg (*c*) 300 kg
(*d*) 331 kg (*e*) 195 kg

3–144 Uma cafeteira ferve água à pressão de 1 atm. A cafeteira tem um elemento de aquecimento elétrico do tipo imersão. Inicialmente a cafeteira contém 1 kg de água. Após o início da ebulição, observa-se que metade da água da cafeteira evaporou em 10 minutos. Se a perda de calor da cafeteira for desprezível, a potência nominal do elemento de aquecimento é

(*a*) 3,8 kW (*b*) 2,2 kW (*c*) 1,9 kW
(*d*) 1,6 kW (*e*) 0,8 kW

3–145 Um tanque rígido de 1 m³ contém 10 kg de água (em qualquer fase ou fases) a 160 °C. A pressão do tanque é

(*a*) 738 kPa (*b*) 618 kPa (*c*) 370 kPa
(*d*) 2.000 MPa (*e*) 1.618 kPa

3–146 Uma panela de aço inoxidável ferve água à pressão de 1 atm em um fogão elétrico. Observa-se que 2 kg de água líquida evaporam em 30 min. A taxa de transferência de calor para a água é de

(*a*) 2,51 kW (*b*) 2,32 kW (*c*) 2,97 kW
(*d*) 0,47 kW (*e*) 3,12 kW

3–147 Uma panela ferve água em um fogão ao nível do mar. Durante 10 min de ebulição, observa-se que 200 g de água evaporaram. A taxa de transferência de calor para a água é

(*a*) 0,84 kJ/min (*b*) 45,1 kJ/min (*c*) 41,8 kJ/min
(*d*) 53,5 kJ/min (*e*) 225,7 kJ/min

3–148 Um tanque rígido de 3 m³ contém vapor a 4 MPa e 500 °C. A massa do vapor é

(*a*) 3 kg (*b*) 9 kg (*c*) 26 kg
(*d*) 35 kg (*e*) 52 kg

3–149 Considere uma lata fechada preenchida com refrigerante-134a. O conteúdo da lata está à temperatura ambiente de 25 °C. Um vazamento surge e a pressão da lata cai à pressão atmosférica local de 90 kPa. A temperatura do refrigerante na lata deve cair para (valores arredondados para o próximo inteiro)

(*a*) 0 °C (*b*) −29 °C (*c*) −16 °C
(*d*) 5 °C (*e*) 25 °C

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

3–150 Em um artigo sobre manutenção de pneus, é afirmado que os pneus perdem ar ao longo do tempo; as perdas de pressão anuais chegam a 90 kPa (13 psi). O artigo recomenda verificar a pressão dos pneus pelo menos uma vez por mês para evitar que a pressão dos pneus prejudique a eficiência do combustível e provoque desgaste desigual nas linhas dos pneus. Considerando que a pressão inicial do pneu seja de 220 kPa (manométrica) e a pressão atmosférica seja de 100 kPa, determine a fração de ar que pode ser perdida pelo pneu em um ano.

3–151 Sabe-se que a água congela a 0 °C à pressão atmosférica. Diz-se que a mistura de água líquida e gelo a 0 °C está em equilíbrio

estável, uma vez que ela não experimenta qualquer alteração quando está isolada da vizinhança. Entretanto, quando a água está livre de impurezas e as superfícies internas do recipiente são lisas, a temperatura da água pode ser reduzida a -2 °C, ou até menos, sem qualquer formação de gelo à pressão atmosférica. Entretanto, nesse estado, até mesmo uma pequena perturbação pode iniciar a formação de gelo de forma abrupta, e após essa súbita variação a temperatura da água se estabilizará a 0 °C. Diz-se que a água a -2 °C está em *estado metaestável*. Redija um texto sobre estados metaestáveis e discuta como eles diferem dos estados de equilíbrio estáveis.

Capítulo

4

Análise da Energia dos Sistemas Fechados

No Cap. 2, consideramos várias formas de energia e de transferência de energia e desenvolvemos uma equação geral para o princípio de conservação da energia. Em seguida, no Cap. 3, aprendemos a determinar as propriedades termodinâmicas das substâncias. Neste capítulo, aplicaremos a equação de conservação da energia a sistemas que não envolvem fluxo de massa através de suas fronteiras, ou seja, sistemas fechados. Começamos este capítulo com uma discussão sobre *trabalho de fronteira móvel,* ou *trabalho P dV*, geralmente encontrado em dispositivos alternativos como motores automotivos e compressores. Continuamos com a aplicação da equação da conservação da energia, que é expressa simplesmente como $E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema}$, a sistemas que envolvem uma substância pura. A seguir, definimos *calores específicos*, obtemos expressões para a energia interna e a entalpia dos *gases ideais* em termos de calores específicos e variações de temperatura e realizamos os balanços de energia em diversos sistemas que envolvem gases ideais. Repetimos o mesmo procedimento para os sistemas que envolvem sólidos e líquidos, que podem ser aproximados como *substâncias incompressíveis*.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Estudar o trabalho de fronteira móvel ou *P dV* geralmente encontrado nos dispositivos alternativos, como motores automotivos e compressores.
- Identificar a primeira lei da termodinâmica como simplesmente uma declaração do princípio de conservação da energia para sistemas (massa fixa) fechados.
- Desenvolver o balanço de energia geral aplicado a sistemas fechados.
- Definir o calor específico a volume constante e o calor específico a pressão constante.
- Relacionar os calores específicos ao cálculo das variações da energia interna e da entalpia dos gases ideais.
- Descrever as substâncias incompressíveis e determinar as variações de suas energia interna e entalpia.
- Resolver problemas de balanço de energia para sistemas fechados (massa fixa) que envolvem interações de calor e trabalho de quaisquer substâncias puras, gases ideais e substâncias incompressíveis.

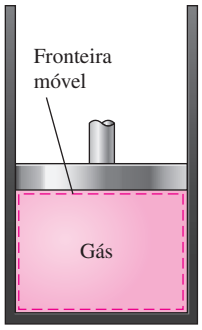


FIGURA 4–1 O trabalho associado a uma fronteira móvel é chamado de *trabalho de fronteira*.

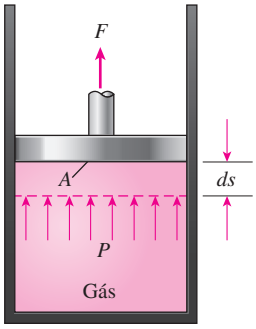


FIGURA 4–2 Um gás realiza uma quantidade diferencial de trabalho δW_f quando força o pistão a se mover por uma distância diferencial ds.

4–1 TRABALHO DE FRONTEIRA MÓVEL

Uma forma de trabalho mecânico frequentemente encontrada em situações práticas está associada à expansão ou compressão de um gás em um arranjo pistão-cilindro. Durante esse processo, parte da fronteira (a superfície interna do pistão) se move para cima ou para baixo. Portanto, o trabalho de expansão e compressão geralmente é chamado de **trabalho de fronteira móvel** ou simplesmente **trabalho de fronteira** (Fig. 4–1). Alguns o chamam de $P\,dV$ por razões que serão explicadas posteriormente. O trabalho de fronteira móvel é a forma primária de trabalho encontrada em *motores de automóveis*. Durante sua expansão, os gases de combustão forçam o pistão a se mover, o que, por sua vez, força o virabrequim a girar.

O trabalho de fronteira móvel associado a motores ou compressores reais não pode ser determinado de maneira exata apenas por uma análise termodinâmica, porque o pistão geralmente se move a velocidades muito altas, dificultando a manutenção do gás interno em estados de equilíbrio. Assim, os estados pelos quais o sistema passa durante o processo não podem ser especificados e nenhuma trajetória pode ser traçada. O trabalho, sendo uma função da trajetória, não pode ser determinado analiticamente sem o conhecimento da mesma. Dessa forma, o trabalho de fronteira em motores ou compressores reais é determinado por medições diretas.

Nesta seção, analisamos o trabalho de fronteira móvel de um *processo de quase-equilíbrio*, um processo durante o qual o sistema permanece aproximadamente em equilíbrio durante todo o tempo. Um processo de quase-equilíbrio, também chamado de *processo quase-estático*, é uma boa aproximação para motores reais, especialmente quando o pistão se move em baixa velocidade. Sob condições idênticas, percebe-se que o trabalho produzido pelos motores é máximo e que o consumo de trabalho nos compressores é mínimo quando são usados processos de quase-equilíbrio, em vez de processos de não equilíbrio. A seguir, o trabalho associado a uma fronteira móvel é avaliado para um processo de quase-equilíbrio.

Considere o gás confinado no arranjo pistão-cilindro mostrado na Fig. 4–2. A pressão inicial do gás é P, o volume total é V e a área da seção transversal do pistão é A. Se o pistão se deslocar de uma distância ds em quase-equilíbrio, o trabalho diferencial realizado durante esse processo é

$$\delta W_f = F\,ds = PA\,ds = P\,dV \qquad \textbf{(4–1)}$$

Ou seja, o trabalho de fronteira na forma diferencial é igual ao produto da pressão absoluta P pela variação diferencial no volume dV do sistema. Essa expressão também explica por que o trabalho de fronteira móvel é chamado às vezes de trabalho $P\,dV$.

Observe na Eq. 4–1 que P é a pressão absoluta, que é sempre positiva. Entretanto, a variação de volume dV é positiva durante um processo de expansão (aumento de volume) e negativa durante um processo de compressão (diminuição de volume). Assim, o trabalho de fronteira é positivo durante um processo de expansão e negativo durante um processo de compressão. Portanto, a Eq. 4–1 pode ser vista como uma expressão para a saída de trabalho de fronteira, $W_{f,\,\text{sai}}$. Um resultado negativo indica entrada de trabalho de fronteira (compressão).

O trabalho de fronteira total realizado durante o processo completo de movimentação do pistão é obtido pela soma de todos os trabalhos diferenciais do estado inicial até o estado final:

$$W_f = \int_1^2 P\,dV \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(4–2)}$$

Essa integral pode ser avaliada somente se soubermos a relação funcional entre P e V durante o processo. Ou seja, $P = f(V)$ deve estar disponível. Observe que $P = f(V)$ é simplesmente a equação da trajetória do processo em um diagrama P-V.

O processo de expansão em quase-equilíbrio descrito é mostrado em um diagrama P-V na Fig. 4–3. Nesse diagrama, a área diferencial dA é igual a $P\,dV$, que é o trabalho diferencial. A área total A sob a curva de processo 1-2 é obtida pela adição destas áreas diferenciais:

$$\text{Área} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P\,dV \qquad \textbf{(4–3)}$$

Uma comparação dessa equação com a Eq. 4–2 revela que a *área sob a curva de processo em um diagrama P-V é igual, em magnitude, ao trabalho realizado durante um processo de compressão ou de expansão em quase-equilíbrio de um sistema fechado*. (No diagrama P-v, a área representa o trabalho de fronteira realizado por unidade de massa.)

Um gás pode seguir diversas trajetórias diferentes quando se expande do estado 1 para o estado 2. Em geral, cada trajetória tem uma área diferente abaixo dela e, como essa área representa a magnitude do trabalho, o trabalho realizado será diferente para cada processo (Fig. 4–4). Isso é esperado, visto que o trabalho é uma função de trajetória (isto é, depende da trajetória seguida, assim como dos estados inicial e final). Se o trabalho não fosse uma função de trajetória (ou de linha), nenhum dispositivo cíclico (motores de automóveis, usinas de potência) poderia funcionar como dispositivos produtores de trabalho. O trabalho produzido por esses dispositivos durante uma parte do ciclo teria de ser consumido durante outra parte e não haveria nenhuma produção líquida de trabalho. O ciclo mostrado na Fig. 4–5 produz um trabalho líquido positivo porque o trabalho realizado pelo sistema durante o processo de expansão (área sob a trajetória A) é maior do que o trabalho realizado sobre o sistema durante a parte de compressão do ciclo (área sob a trajetória B), e a diferença entre esses dois é o trabalho líquido realizado durante o ciclo (a área colorida).

Se a relação entre P e V durante um processo de expansão ou compressão for dada em termos de dados experimentais, e não na forma funcional, obviamente não poderemos realizar a integração de maneira analítica. Mas sempre podemos traçar o diagrama P-V do processo usando os pontos experimentais e calcular graficamente a área sob a curva para determinar o trabalho realizado.

De forma rigorosa, a pressão P na Eq. 4–2 é a pressão na superfície interna do pistão. Ela é igual à pressão do gás no cilindro se o processo for de quase-equilíbrio e, assim, todo o gás do cilindro está à mesma pressão em cada instante. A Eq. 4–2 também pode ser usada para processos de não equilíbrio desde que a pressão *na face interna do pistão* seja usada para P. (Além disso, não podemos falar de pressão de um *sistema* durante um processo de não equilíbrio, pois as propriedades são definidas somente para estados de equilíbrio.) Portanto, podemos generalizar a equação para o trabalho de fronteira expressando-o na forma

$$W_f = \int_1^2 P_i\,dV \qquad \textbf{(4–4)}$$

onde P_i é a pressão na face interna do pistão.

Observe que trabalho é um mecanismo de interação de energia entre um sistema e sua vizinhança, e W_f representa a quantidade de energia transferida do

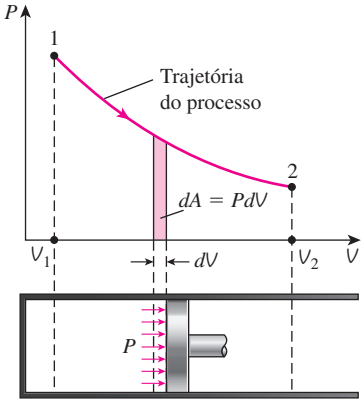


FIGURA 4–3 A área sob a curva do processo em um diagrama P-V representa o trabalho de fronteira.

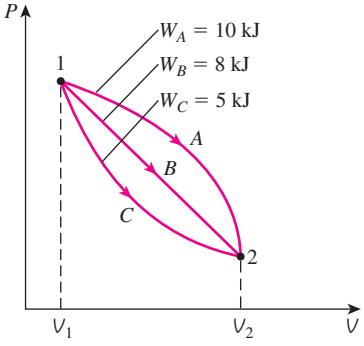


FIGURA 4–4 O trabalho de fronteira realizado durante um processo depende da trajetória seguida, bem como dos estados inicial e final.

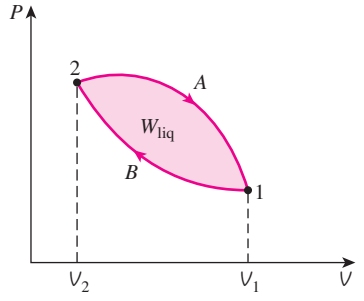


FIGURA 4–5 O trabalho líquido realizado durante um ciclo é a diferença entre o trabalho realizado pelo sistema e o trabalho realizado sobre o sistema.

sistema durante um processo de expansão (ou para o sistema, durante um processo de compressão). Assim, ele tem que aparecer em algum outro lugar e devemos ser capazes de localizá-lo, visto que a energia é conservada. Em um motor de automóvel, por exemplo, o trabalho de fronteira realizado pela expansão dos gases quentes é utilizado para superar o atrito entre o pistão e o cilindro, para deslocar o ar atmosférico e para girar o virabrequim. Assim,

$$W_f = W_{\text{atrito}} + W_{\text{atm}} + W_{\text{virabrequim}} = \int_1^2 (F_{\text{atrito}} + P_{\text{atm}}A + F_{\text{virabrequim}})\, dx \qquad \textbf{(4–5)}$$

É claro que o trabalho usado para superar o atrito aparece como aquecimento por atrito, e a energia transmitida através do virabrequim é transferida a outros componentes (como as rodas) para a realização de certas funções. Observe, porém, que a energia transferida pelo sistema na forma de trabalho deve ser igual à soma das energias entregues ao virabrequim, à atmosfera e à usada para superar o atrito. O uso da equação para o trabalho de fronteira não é limitado apenas aos processos de quase-equilíbrio envolvendo gases. Ela também pode ser empregada para sólidos e líquidos.

EXEMPLO 4–1 Trabalho de fronteira para um processo a volume constante

Um tanque rígido contém ar a 500 kPa e 150 °C. Como resultado da transferência de calor para a vizinhança, a temperatura e a pressão interna do tanque caem para 65 °C e 400 kPa, respectivamente. Determine o trabalho de fronteira realizado durante esse processo.

SOLUÇÃO O ar de um tanque rígido é resfriado, e tanto a pressão como a temperatura caem. O trabalho de fronteira deve ser determinado.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *P*-*V* do processo são mostrados na Fig. 4–6. O trabalho de fronteira pode ser determinado pela Eq. 4–2 como

$$W_f = \int_1^2 P\, \cancelto{0}{dV} = 0$$

Discussão Tal fato era esperado, já que o tanque rígido tem volume constante e $dV = 0$ nessa equação. Portanto, nenhum trabalho de fronteira é realizado durante esse processo. Ou seja, o trabalho de fronteira realizado durante um processo a volume constante é sempre zero. Isso fica evidente no diagrama *P*-*V* do processo (a área abaixo da curva do processo é zero).

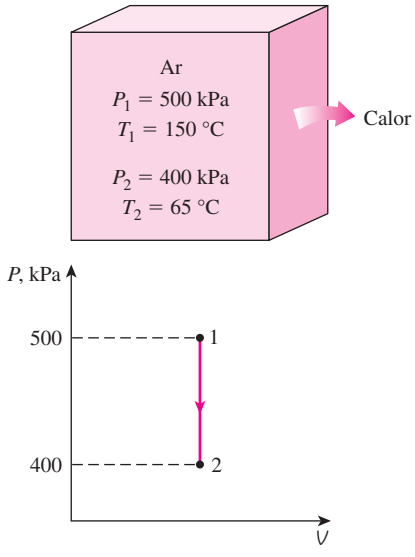


FIGURA 4–6 Esquema e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4–1.

EXEMPLO 4–2 Trabalho de fronteira para um processo a pressão constante

Um arranjo pistão-cilindro sem atrito contém 10 lbm de vapor a 60 psia e 320 °F. Calor é transferido para o vapor até que a temperatura atinja 400 °F. Considerando que o pistão não está preso a um eixo e sua massa é constante, determine o trabalho realizado pelo vapor durante esse processo.

SOLUÇÃO Vapor em um arranjo pistão-cilindro é aquecido, e a temperatura aumenta a uma pressão constante. O trabalho de fronteira realizado deve ser determinado.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *P*-*v* do processo são mostrados na Fig. 4–7.

Hipótese O processo de expansão é de quase-equilíbrio.

Análise Embora não esteja explícito, a pressão do vapor no interior do cilindro permanece constante durante esse processo, pois tanto a pressão atmosférica quanto o peso do pistão permanecem constantes. Por isso, este é um processo de pressão constante e, a partir da Eq. 4–2

$$W_f = \int_1^2 P\,dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1) \qquad \textbf{(4–6)}$$

ou

$$W_f = mP_0(v_2 - v_1)$$

onde $V = mv$. Da tabela de vapor superaquecido (Tab. A–6E), os volumes específicos são determinados a $v_1 = 7{,}4863$ pé^3/lbm no estado 1 (60 psia, 320 °F) e $v_2 = 8{,}3548$ pé^3/lbm no estado 2 (60 psia, 400 °F). Substituindo esses valores, temos

$$W_f = (10\ \text{lbm})(60\ \text{psia})[(8{,}3548 - 7{,}4863)\ \text{pé}^3/\text{lbm}]\left(\frac{1\ \text{Btu}}{5{,}404\ \text{psia}\cdot\text{pé}^3}\right)$$

$$= \mathbf{96{,}4\ Btu}$$

Discussão O sinal positivo indica que o trabalho é feito pelo sistema. Ou seja, o vapor utiliza 96,4 Btu de sua energia para fazer esse trabalho. A magnitude desse trabalho também pode ser determinada pelo cálculo da área sob a curva do processo no diagrama *P*-*V*, que é simplesmente $P_0\,\Delta V$ para este caso.

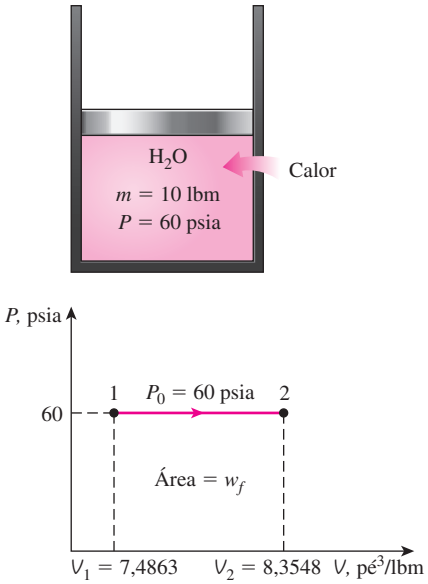


FIGURA 4–7 Esquema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 4–2.

EXEMPLO 4–3 Compressão isotérmica de um gás ideal

Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 0,4 m^3 de ar a 100 kPa e 80 °C. O ar é então comprimido para 0,1 m^3 de tal maneira que a temperatura dentro do cilindro permanece constante. Determine o trabalho realizado durante esse processo.

SOLUÇÃO O ar em um arranjo pistão-cilindro é comprimido isotermicamente. O trabalho de fronteira deve ser determinado.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *P*-*V* do processo são mostrados na Fig. 4–8.

Hipóteses **1** O processo de compressão é de quase-equilíbrio. **2** Nas condições especificadas, o ar pode ser considerado um gás ideal, uma vez que se encontra a uma temperatura alta e a uma pressão baixa em relação aos seus valores críticos.

Análise Para um gás ideal à temperatura constante T_0,

$$PV = mRT_0 = C \quad \text{ou} \quad P = \frac{C}{V}$$

onde C é uma constante. Substituindo na Eq. 4–2, temos

$$W_f = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 \frac{C}{V}\,dV = C\int_1^2 \frac{dV}{V} = C\ln\frac{V_2}{V_1} = P_1V_1\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad \textbf{(4–7)}$$

Na Eq. 4–7, P_1V_1 pode ser substituído por P_2V_2 ou mRT_0. Da mesma forma, V_2/V_1 pode ser substituído por P_1/P_2 nesse caso, uma vez que $P_1V_1 = P_2V_2$.

(continua)

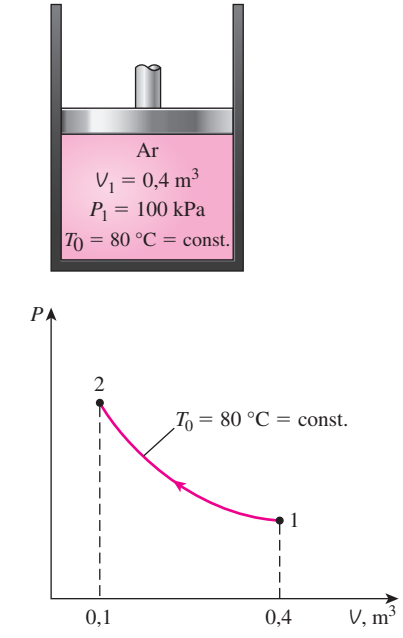


FIGURA 4–8 Esquema e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4–3.

(*continuação*)

Substituindo os valores numéricos na Eq. 4–7, temos

$$W_f = (100\ \text{kPa})(0{,}4\ \text{m}^3)\left(\ln\frac{0{,}1}{0{,}4}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= \mathbf{-55{,}5\ kJ}$$

Discussão O sinal negativo indica que esse trabalho é realizado sobre o sistema (uma entrada de trabalho), o que sempre acontece nos processos de compressão.

Processo politrópico

Durante os processos reais de expansão e compressão de gases, a pressão e o volume são frequentemente relacionados por $PV^n = C$, onde n e C são constantes. Um processo desse tipo é denominado **processo politrópico** (Fig. 4–9). Desenvolvemos a seguir uma expressão geral para o trabalho realizado durante um processo politrópico. A pressão durante um processo politrópico pode ser expressa por

$$P = CV^{-n} \qquad \textbf{(4–8)}$$

Substituindo essa relação na Eq. 4–2, obtemos

$$W_f = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-n}\,dV = C\frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \qquad \textbf{(4–9)}$$

uma vez que $C = P_1V_1^n = P_2V_2^n$. Para um gás ideal ($PV = mRT$), essa equação também pode ser escrita como

$$W_f = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \qquad n \neq 1 \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(4–10)}$$

Para o caso especial em que $n = 1$ o trabalho de fronteira resulta

$$W_f = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-1}\,dV = PV\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Para um gás ideal, esse resultado é equivalente ao processo isotérmico discutido no exemplo anterior.

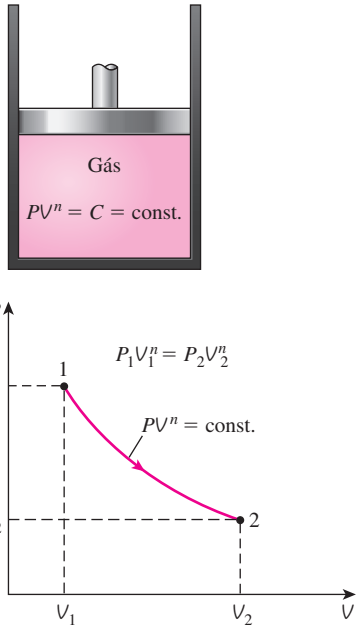


FIGURA 4–9 Esquema e diagrama P-V para um processo politrópico.

EXEMPLO 4–4 Expansão de um gás contra uma mola

Um arranjo pistão-cilindro contém 0,05 m^3 de um gás, inicialmente a 200 kPa. Nesse estado, uma mola linear com constante de mola igual a 150 kN/m está tocando o pistão, mas sem exercer qualquer força sobre ele. Em seguida, calor é transferido para o gás, fazendo com que o pistão se desloque para cima e comprima a mola até dobrar o volume dentro do cilindro. Considerando que a seção transversal do pistão é de 0,25 m^2, determine (*a*) a pressão final dentro do cilindro, (*b*) o trabalho total realizado pelo gás e (*c*) a parcela desse trabalho realizado contra a mola para comprimi-la.

SOLUÇÃO Um gás em um arranjo pistão-cilindro equipado com uma mola linear se expande devido ao seu aquecimento. Devem ser determinados a pressão final do gás, o trabalho total e a quantidade de trabalho realizado para comprimir a mola.

Hipóteses **1** O processo de expansão é de quase-equilíbrio. **2** A mola é linear na região de interesse.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *P*-*V* do processo são mostrados na Fig. 4–10.

(*a*) O volume confinado no estado final é

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0{,}05\ \text{m}^3) = 0{,}1\ \text{m}^3$$

Consequentemente, o deslocamento do pistão (e da mola) resulta

$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0{,}1 - 0{,}05)\ \text{m}^3}{0{,}25\ \text{m}^2} = 0{,}2\ \text{m}$$

A força aplicada pela mola linear no estado final é

$$F = kx = (150\ \text{kN/m})(0{,}2\ \text{m}) = 30\ \text{kN}$$

A pressão adicional aplicada pela mola sobre o gás nesse estado é

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30\ \text{kN}}{0{,}25\ \text{m}^2} = 120\ \text{kPa}$$

Sem a mola, a pressão do gás permaneceria constante a 200 kPa enquanto o pistão estivesse se elevando. Mas, sob o efeito da mola, a pressão aumenta linearmente de 200 kPa para

$$200 + 120 = \mathbf{320\ kPa}$$

no estado final.

(*b*) Uma maneira fácil de determinar o trabalho é traçar o gráfico do processo em um diagrama *P*-*V* e encontrar a área sob a curva. Na Fig. 4–10 a área sob a curva do processo (um trapezoide) é determinada como

$$W = \text{área} = \frac{(200 + 320)\ \text{kPa}}{2}\,[(0{,}1 - 0{,}05)\ \text{m}^3]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{13\ kJ}$$

Observe que o trabalho é realizado pelo sistema.

(*c*) O trabalho representado pela área retangular (região I) é realizado contra o pistão e a atmosfera, e o trabalho representado pela área triangular (região II) é realizado contra a mola. Assim

$$W_{\text{mola}} = \tfrac{1}{2}[(320 - 200)\ \text{kPa}](0{,}05\ \text{m}^3)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{3\ kJ}$$

Discussão Este resultado também poderia ser obtido a partir de

$$W_{\text{mola}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) = \tfrac{1}{2}(150\ \text{kN/m})[(0{,}2\ \text{m})^2 - 0^2]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kN}\cdot\text{m}}\right) = 3\ \text{kJ}$$

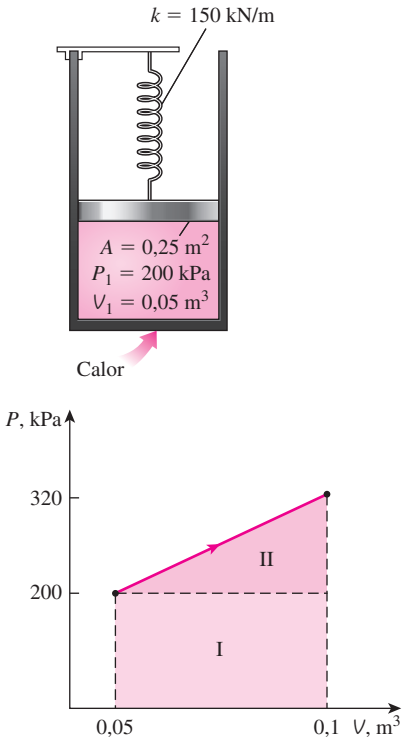


FIGURA 4–10 Esquema e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4–4.

4–2 BALANÇO DE ENERGIA EM SISTEMAS FECHADOS

O balanço de energia para qualquer sistema passando por qualquer tipo de processo (consulte o Cap. 2), foi anteriormente expresso por

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \quad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(4–11)}$$

ou, na **forma de taxa,** como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} \quad \text{(kW)} \qquad \textbf{(4–12)}$$

Para taxas constantes, as quantidades totais durante um intervalo de tempo Δt estão relacionadas às grandezas por unidade de tempo por

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\,\Delta t, \quad \text{e} \quad \Delta E = (dE/dt)\,\Delta t \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(4–13)}$$

O balanço de energia pode ser expresso **por unidade de massa** como

$$e_{\text{ent}} - e_{\text{sai}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(4–14)}$$

no qual é obtido dividindo todos os termos da Eq. 4–11 pela massa m do sistema. O balanço de energia também pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sai}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{ou} \quad \delta e_{\text{ent}} - \delta e_{\text{sai}} = de_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(4–15)}$$

Em um sistema fechado executando um **ciclo**, os estados inicial e final são idênticos e, portanto, $\Delta E_{\text{sistema}} = E_2 - E_1 = 0$. Assim, o balanço de energia em um ciclo pode ser simplificado como $E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = 0$ ou $E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}$. Observando que em um sistema fechado não existe fluxo de massa através de suas fronteiras, o balanço de energia em um ciclo pode ser expresso pelas interações entre calor e trabalho como

$$W_{\text{liq, sai}} = Q_{\text{liq, ent}} \quad \text{ou} \quad \dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{Q}_{\text{liq, ent}} \quad \text{(para um ciclo)} \qquad \textbf{(4–16)}$$

Ou seja, a saída líquida de trabalho durante um ciclo é igual à entrada líquida de calor (Fig. 4–11).

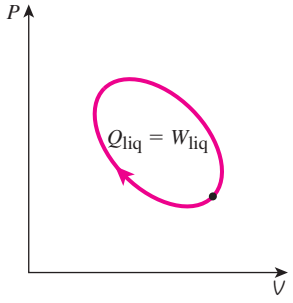


FIGURA 4–11 Considerando o ciclo $\Delta E = 0$, temos $Q = W$.

As equações do balanço da energia (ou primeira lei) já mencionadas são intuitivas por natureza e são fáceis de usar quando conhecidas as magnitudes e direções da transferência de calor e da realização de trabalho. Contudo, ao realizar um estudo analítico geral ou resolver um problema que envolva uma interação desconhecida de calor e trabalho, precisamos arbitrar uma direção para as interações de calor e de trabalho. Nesses casos, é prática comum utilizar a convenção clássica de sinais termodinâmicos e supor que o calor é transferido *para o sistema* (entrada de calor) na quantidade Q e o trabalho é realizado *pelo sistema* (saída de trabalho) na quantidade W, e assim resolver o problema. A equação do balanço da energia nesse caso de sistema fechado torna-se

$$Q_{\text{liq, ent}} - W_{\text{liq, sai}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad \text{ou} \quad Q - W = \Delta E \qquad \textbf{(4–17)}$$

onde $Q = Q_{\text{liq, ent}} = Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sai}}$ é a *entrada líquida de calor* e $W = W_{\text{liq, sai}} = W_{\text{sai}} - W_{\text{ent}}$ é a *saída líquida de trabalho*. A obtenção de uma quantidade negativa de Q ou W significa simplesmente que a direção assumida para aquela quantidade estava incorreta e deve ser invertida. Na Fig. 4–12 são expostas várias formas "tradicionais" da primeira lei para sistemas fechados.

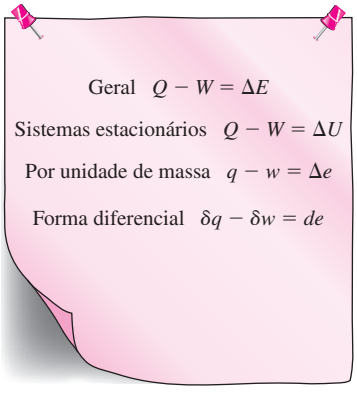


FIGURA 4–12 As várias formas da equação da primeira lei para sistemas fechados.

A primeira lei não pode ser comprovada matematicamente. Entretanto, não se conhece um processo sequer na natureza que a tenha violado, e isto pode ser considerado prova suficiente. Observe que, se fosse possível comprovar a primeira lei com base em outros princípios físicos, a primeira lei seria uma consequência daqueles princípios em vez de ser por si só uma lei fundamental da física.

Como formas de energia, calor e trabalho não são tão diferentes, e você provavelmente deve se perguntar por que continuamos a fazer distinção entre eles. Afinal, a variação no conteúdo de energia de um sistema é igual à quantidade de

energia que atravessa as fronteiras do sistema, e não faz diferença se a energia atravessa a fronteira como calor ou trabalho. Pode parecer que as expressões da primeira lei seriam muito mais simples se tivéssemos apenas uma quantidade que pudéssemos chamar de *interação de energia* para representar o calor e o trabalho. Bem, do ponto de vista da primeira lei, calor e trabalho não são nada diferentes. Do ponto de vista da segunda lei, entretanto, calor e trabalho são muito diferentes, como discutiremos nos próximos capítulos.

EXEMPLO 4–5 Aquecimento elétrico de um gás a pressão constante

Um arranjo pistão-cilindro contém 25 g de vapor de água saturado, mantido à pressão constante de 300 kPa. Um aquecedor a resistência dentro do cilindro é ligado e circula uma corrente de 0,2 A por cinco minutos a partir de uma fonte de 120 V. Ao mesmo tempo, ocorre uma perda de calor de 3,7 kJ. (*a*) Mostre que para um sistema fechado o trabalho de fronteira W_f e a variação da energia interna ΔU na equação da primeira lei podem ser combinados em um único termo, ΔH, para um processo a pressão constante. (*b*) Determine a temperatura final do vapor.

SOLUÇÃO Vapor de água saturado em um arranjo pistão-cilindro se expande a pressão constante como resultado do aquecimento. Deve ser demonstrado que $\Delta U + W_b = \Delta H$, e a temperatura final deve ser determinada.

Hipóteses **1** O tanque é estacionário, portanto as variações da energia cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Portanto, $\Delta E = \Delta U$, e a energia interna é a única forma de energia do sistema que pode variar durante o processo. **2** Os fios elétricos constituem uma parte muito pequena do sistema e, portanto, a variação de energia dos fios pode ser desprezada.

Análise Tomamos o conteúdo do cilindro, incluindo a resistência, como um *sistema* (Fig. 4–13). Este é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que um arranjo pistão-cilindro geralmente apresenta uma fronteira móvel e, portanto, trabalho de fronteira W_f. A pressão permanece constante durante o processo e, assim, $P_2 = P_1$. Além disso, calor é perdido pelo sistema e é realizado trabalho elétrico W_e sobre o sistema.

(*a*) Esta parte da solução envolve a análise global de um sistema fechado que passa por um processo de quase-equilíbrio a pressão constante. Foi arbitrado que houve transferência de calor Q para o sistema e que o trabalho W foi realizado pelo sistema. Também expressamos o trabalho como a soma do trabalho de fronteira e outras formas de trabalho (como elétrico e de eixo). Assim, o balanço de energia pode ser expresso como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$Q - W = \Delta U + \Delta \cancel{KE}^{\,0} + \Delta \cancel{PE}^{\,0}$$

$$Q - W_{\text{outros}} - W_f = U_2 - U_1$$

Para um processo a pressão constante, o trabalho de fronteira é dado por $W_f = P_0(V_2 - V_1)$. Substituindo essa expressão na equação anterior temos

$$Q - W_{\text{outros}} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

Entretanto,

$$P_0 = P_2 = P_1 \quad \rightarrow \quad Q - W_{\text{outros}} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$$

(*continua*)

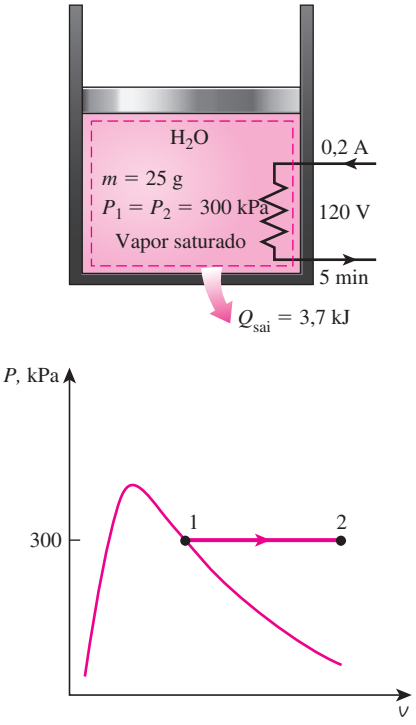


FIGURA 4–13 Esquema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 4–5.

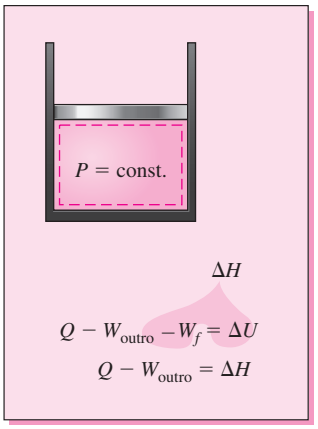


FIGURA 4–14 Para um sistema fechado que passa por um processo de quase-equilíbrio com P = constante, $\Delta U + W_f = \Delta H$. Observe que essa relação NÃO é válida para processos que ocorrem em sistemas fechados durante os quais a pressão NÃO é mantida constante.

(*continuação*)

Além disso, $H = U + PV$, e assim

$$Q - W_{\text{outro}} = H_2 - H_1 \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(4–18)}$$

que é a relação desejada (Fig. 4–14). O uso dessa equação na análise de sistemas fechados que passam por um ***processo de quase-equilíbrio a pressão constante*** é bastante conveniente, pois o trabalho de fronteira está automaticamente contemplado pela entalpia e não é mais necessário determiná-lo separadamente.

(*b*) A única outra forma de trabalho, neste caso, é o elétrico, que pode ser determinado por

$$W_{\text{eletr}} = \mathbf{V}I\,\Delta t = (120\text{ V})(0{,}2\text{ A})(300\text{ s})\left(\frac{1\text{ kJ/s}}{1.000\text{ VA}}\right) = 7{,}2\text{ kJ}$$

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 300\text{ kPa} \\ \text{vapor saturado} \end{array}\right\} \quad h_1 = h_{v\,@\,300\text{ kPa}} = 2.724{,}9\text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

A entalpia no estado final pode ser determinada diretamente pela Eq. 4–18 expressando a transferência de calor do sistema e o trabalho realizado no sistema como grandezas negativas (uma vez que suas direções são opostas às direções arbitradas inicialmente). Alternativamente, podemos usar a equação do balanço global de energia com a simplificação de que o trabalho de fronteira é automaticamente levado em conta pela substituição de ΔU por ΔH em um processo de expansão ou compressão a pressão constante:

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{\text{eletr, ent}} - Q_{\text{sai}} - W_f = \Delta U$$

$$W_{\text{eletr, ent}} - Q_{\text{sai}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) \qquad \text{(uma vez que } P = \text{constante)}$$

$$7{,}2\text{ kJ} - 3{,}7\text{ kJ} = (0{,}025\text{ kg})(h_2 - 2724{,}9)\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 2.864{,}9\text{ kJ/kg}$$

Agora o estado final está totalmente especificado, uma vez que conhecemos a pressão e a entalpia. A temperatura nesse estado é

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 300\text{ kPa} \\ h_2 = 2.864{,}9\text{ kJ/kg} \end{array}\right\} \quad T_2 = \textbf{200°C} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

Portanto, o vapor estará a 200 °C no final desse processo.

Discussão A rigor, a variação da energia potencial do vapor nesse processo não é zero, uma vez que o centro de gravidade do vapor elevou-se um pouco. Considerando uma variação de elevação de 1 m (o que é bastante improvável), a variação na energia potencial do vapor seria de 0,0002 kJ, o que é muito pouco comparado aos outros termos da equação da primeira lei. Assim, em problemas desse tipo, o termo da energia potencial é sempre desprezado.

EXEMPLO 4–6 Expansão não resistida da água

Um tanque rígido está dividido em duas partes iguais por uma partição. Inicialmente, um lado do tanque contém 5 kg de água a 200 kPa e 25 °C, e o outro lado está evacuado. A partição é removida, e a água se expande ocupando todo o tanque.

Suponha que a água troque calor com a vizinhança até que a temperatura no tanque retorne ao valor inicial de 25 °C. Determine (*a*) o volume do tanque, (*b*) a pressão final e (c) a transferência de calor ocorrida no processo.

SOLUÇÃO Metade de um tanque rígido é preenchida com água líquida enquanto a outra metade está evacuada. A partição é removida e a água se expande e preenche todo o tanque, enquanto a temperatura é mantida constante. Devem ser determinados o volume do tanque, a pressão final e a transferência de calor.

Hipóteses **1** O sistema é estacionário, portanto as variações da energia cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e $\Delta E = \Delta U$. **2** A direção da transferência de calor é para o sistema (ganho de calor, Q_{ent}). Um resultado negativo de Q_{ent} indica que a direção arbitrada está errada e, portanto, há uma perda de calor. **3** O volume do tanque rígido é constante e, portanto, não há nenhuma transferência de energia como trabalho de fronteira. **4** A temperatura da água permanece constante durante o processo. **5** Não há trabalho elétrico, de eixo ou qualquer outro tipo de trabalho.

Análise Consideramos o conteúdo do tanque, incluindo o espaço evacuado, como um *sistema* (Fig. 4–15). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que a água preenche todo o tanque quando a partição é removida (possivelmente como uma mistura de líquido e vapor).

(*a*) Inicialmente a água do tanque existe como um líquido comprimido, pois sua pressão (200 kPa) é maior que a pressão de saturação a 25 °C (3,1698 kPa). Aproximando o líquido comprimido como um líquido saturado na temperatura dada, obtemos

$$v_1 \cong v_{l\,@\,25\,^\circ C} = 0{,}001003\ \text{m}^3/\text{kg} \cong 0{,}001\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

Então, o volume inicial da água é

$$V_1 = mv_1 = (5\ \text{kg})(0{,}001\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0{,}005\ \text{m}^3$$

O volume total do tanque é duas vezes esse valor:

$$V_{\text{tanque}} = (2)(0{,}005\ \text{m}^3) = \mathbf{0{,}01\ m^3}$$

(*b*) No estado final, o volume específico da água é

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0{,}01\ \text{m}^3}{5\ \text{kg}} = 0{,}002\ \text{m}^3/\text{kg}$$

que é duas vezes o volume específico inicial. Esse resultado é esperado, uma vez que o volume dobra enquanto a quantidade de massa permanece constante.

$$\text{A 25 °C:} \quad v_l = 0{,}001003\ \text{m}^3/\text{kg} \quad \text{e} \quad v_v = 43{,}340\ \text{m}^3/\text{kg} \quad \text{(Tab. A–4)}$$

Como $v_l < v_2 < v_v$, a água é uma mistura líquido-vapor saturada no estado final e, assim, a pressão é a pressão de saturação a 25 °C:

$$P_2 = P_{\text{sat}\,@\,25\,^\circ C} = \mathbf{3{,}1698\ kPa} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

(*c*) De acordo com as hipóteses e observações enunciadas, o balanço de energia no sistema pode ser expresso por

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$Q_{\text{ent}} = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$

(*continua*)

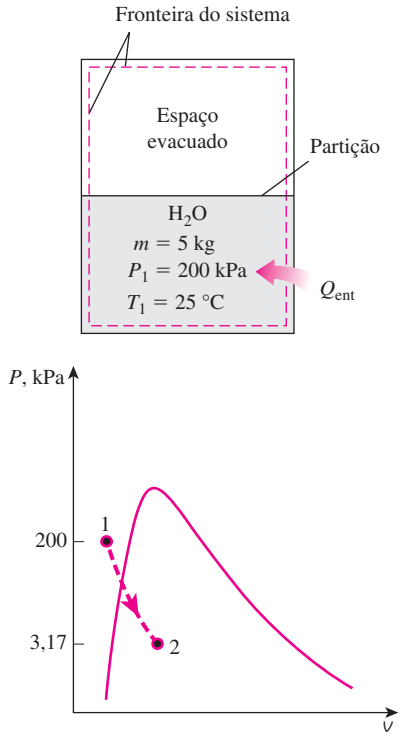


FIGURA 4–15 Esquema e diagrama *P*-*v* para o Exemplo 4–6.

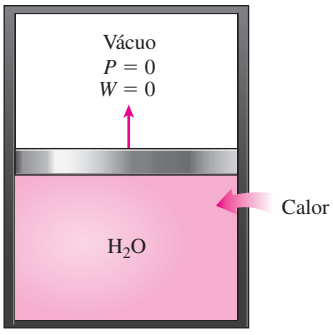


FIGURA 4–16 A expansão contra o vácuo não envolve trabalho e, portanto, nenhuma transferência de energia.

(continuação)

Observe que, ainda que a água se expanda durante esse processo, o sistema escolhido possui apenas fronteiras fixas (linhas tracejadas) e, portanto, o trabalho de fronteira é zero (Fig. 4–16). Logo $W = 0$, uma vez que o sistema não envolve nenhuma outra forma de trabalho. (Você conseguiria chegar à mesma conclusão se escolhesse a água como sistema?) Inicialmente,

$$u_1 \cong u_{l\,@\,25\,^\circ C} = 104{,}83 \text{ kJ/kg}$$

O título no estado final é determinado pelo conhecimento do volume específico:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_l}{v_{lv}} = \frac{0{,}002 - 0{,}001}{43{,}34 - 0{,}001} = 2{,}3 \times 10^{-5}$$

Assim

$$\begin{aligned} u_2 &= u_l + x_2 u_{lv} \\ &= 104{,}83 \text{ kJ/kg} + (2{,}3 \times 10^{-5})(2.304{,}3 \text{ kJ/kg}) \\ &= 104{,}88 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Substituindo, temos

$$Q_{ent} = (5 \text{ kg})[(104{,}88 - 104{,}83) \text{ kJkg}] = \mathbf{0{,}25 \text{ kJ}}$$

Discussão O sinal positivo indica que a direção arbitrada está correta e que o calor é transferido para a água.

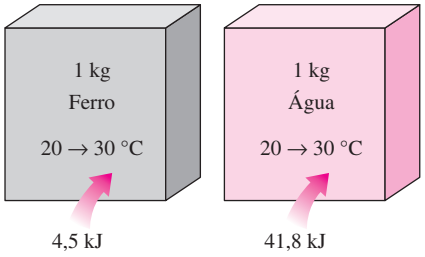


FIGURA 4–17 São necessárias diferentes quantidades de energia para aumentar em um mesmo valor a temperatura de substâncias diferentes.

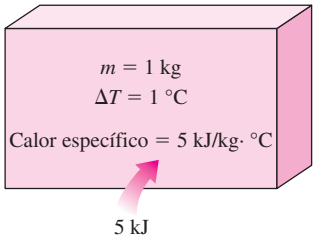


FIGURA 4–18 Calor específico é a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma unidade de massa de uma substância em um determinado processo.

4–3 CALORES ESPECÍFICOS

Sabemos, por experiência, que são necessárias diferentes quantidades de energia para elevar em um grau a temperatura de massas idênticas de substâncias diferentes. Por exemplo, precisamos de cerca de 4,5 kJ de energia para elevar a temperatura de 1 kg de ferro de 20 para 30 °C, enquanto precisamos de cerca de 9 vezes essa energia (41,8 kJ para ser exato) para elevar a um mesmo valor a temperatura de 1 kg de água líquida (Fig. 4–17). Portanto, é desejável obter uma propriedade que nos permita comparar as capacidades de armazenamento de energia de várias substâncias. Essa propriedade é o calor específico.

O **calor específico** é definido como *a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma unidade de massa de uma substância* (Fig. 4–18). Essa energia, em geral, depende de como o processo é executado. Em termodinâmica, estamos interessados em dois tipos de calor específico: **calor específico a volume constante** c_v e **calor específico a pressão constante** c_p.

Fisicamente, o calor específico a volume constante c_v pode ser visto como a *energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma unidade de massa de uma substância enquanto o volume permanece constante*. A energia necessária para fazer o mesmo mantendo a pressão constante é o calor específico à pressão constante c_p. Tais processos são ilustrados na Fig. 4–19. O calor específico à pressão constante c_p é sempre maior do que c_v porque à pressão constante o sistema pode se expandir e a energia decorrente do trabalho de expansão também deve ser fornecida ao sistema.

Tentemos, agora, expressar os calores específicos em relação a outras propriedades termodinâmicas. Primeiro, consideremos uma massa fixa em um sistema estacionário fechado que passa por um processo a volume constante (e, portanto,

sem nenhum trabalho de expansão ou de compressão). O princípio de conservação da energia $e_{ent} - e_{sai} = \Delta e_{sistema}$ para esse processo pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta e_{ent} - \delta e_{sai} = du$$

O lado esquerdo dessa equação representa a quantidade líquida de energia transferida para o sistema. Pela definição de c_v, essa energia deve ser igual a $c_v\,dT$, onde dT é a variação diferencial de temperatura. Assim

$$c_v\,dT = du \qquad \text{a volume constante}$$

ou

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{4–19}$$

De maneira similar, uma expressão para o calor específico à pressão constante c_p pode ser obtida considerando um processo de expansão ou compressão a pressão constante. O resultado é

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{4–20}$$

As Eqs. 4–19 e 4–20 definem c_v e c_p, e sua interpretação é apresentada na Fig. 4–20.

Observe que c_v e c_p são expressos em relação a outras propriedades; assim, eles próprios devem ser propriedades. Como qualquer outra propriedade, os calores específicos de uma substância dependem do estado que, em geral, é determinado por duas propriedades independentes e intensivas. Ou seja, a energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma substância é diferente sob temperaturas e pressões diferentes (Fig. 4–21). Mas essa diferença geralmente não é muito grande.

Algumas observações podem ser feitas a partir das Eqs. 4–19 e 4–20. Primeiro, essas equações são *relações de propriedades* e como tal *são independentes dos tipos de processos*. Elas são válidas para *qualquer* substância que passe por *qualquer* processo. A única relação que c_v tem com um processo a volume constante é que c_v é a energia transferida para um sistema por unidade de massa durante um processo a volume constante por grau de elevação de temperatura. É assim que os valores de c_v são determinados, e é assim também que se originou o nome *calor específico a volume constante*. Da mesma maneira, a energia transferida para um sistema por unidade de massa por grau de elevação de temperatura durante um processo a pressão constante é igual a c_p. É assim que os valores de c_p podem ser determinados e explicam a origem do nome *calor específico a pressão constante*.

Outra observação que pode ser feita a partir das Eqs. 4–19 e 4–20 é que c_v está relacionado a variações da *energia interna* e c_p a variações da *entalpia*. Na verdade, seria mais adequado definir c_v como *a variação da energia interna de uma substância por unidade de variação de temperatura a volume constante*. Da mesma forma, c_p pode ser definido como *a variação na entalpia de uma substância por unidade de variação de temperatura a pressão constante*. Em outras palavras, c_v é uma medida da variação da energia interna de uma substância com a temperatura e c_p é uma medida da variação da entalpia de uma substância com a temperatura.

Tanto a energia interna como a entalpia de uma substância podem ser alteradas por quaisquer formas de transferência de *energia*, e o calor é apenas uma delas.

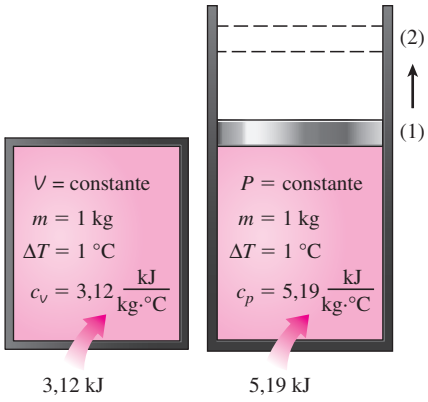


FIGURA 4–19 Calores específicos ao volume e a pressão constantes c_v e c_p (os valores apresentados são do gás hélio).

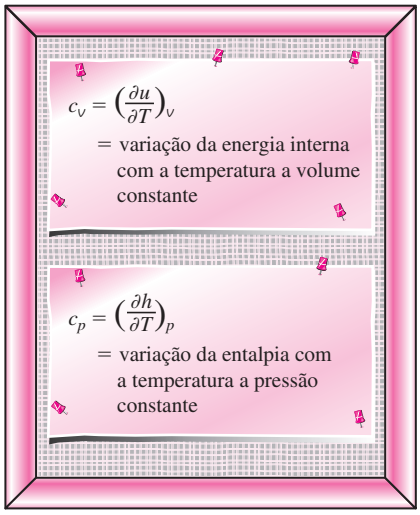

c_v = (∂u/∂T)_v
= variação da energia interna com a temperatura a volume constante
c_p = (∂h/∂T)_p
= variação da entalpia com a temperatura a pressão constante

FIGURA 4–20 Definições formais de c_v e c_p.

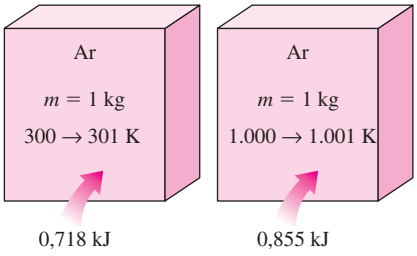


FIGURA 4–21 O calor específico de uma substância varia com a temperatura.

Portanto, o termo *energia específica* é provavelmente mais apropriado do que o termo *calor específico*, que implica que a energia é transferida (e armazenada) na forma de calor.

Uma unidade usual utilizada para os calores específicos é kJ/kg·°C ou kJ/kg·K. Observe que essas duas unidades são *idênticas*, visto que $\Delta T(°C) = \Delta T(K)$ e uma variação de temperatura de 1 °C é equivalente a uma variação de 1 K. Os calores específicos às vezes são fornecidos em *base molar*. Assim, eles são denotados por $\overline{c}_v$ e $\overline{c}_p$ e têm unidade kJ/kmol·°C ou kJ/kmol·K.

4–4 ENERGIA INTERNA, ENTALPIA E CALORES ESPECÍFICOS DOS GASES IDEAIS

Definimos um gás ideal como aquele cuja temperatura, pressão e volume específicos estão relacionados por

$$Pv = RT$$

Foi demonstrado matematicamente (consulte o Cap. 12) e experimentalmente (Joule, 1843) que para um gás ideal a energia interna é função apenas da temperatura. Ou seja,

$$u = u(T) \qquad \textbf{(4–21)}$$

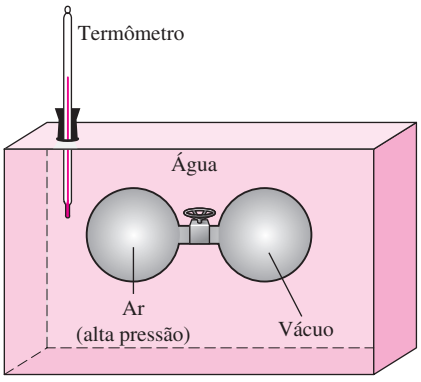


FIGURA 4–22 Esquema do aparato experimental usado por Joule.

Em seu experimento clássico, Joule submergiu dois tanques conectados a um tubo com uma válvula em um banho d'água, conforme mostrado na Fig. 4–22. Inicialmente, um tanque continha ar a alta pressão e o outro tanque estava evacuado. Quando o equilíbrio térmico foi alcançado, ele abriu a válvula permitindo a passagem do ar de um tanque para outro até que as pressões se igualassem. Joule não observou nenhuma variação na temperatura do banho d'água e admitiu que não houve transferência de calor de ou para o ar . Como também não foi realizado nenhum trabalho, ele concluiu que a energia interna do ar não variou, mesmo tendo havido variação do volume e da pressão. Portanto, raciocinou ele, a energia interna é uma função apenas da temperatura e não da pressão ou do volume específico. (Joule posteriormente demonstrou que, para gases que se desviavam significativamente do comportamento do gás ideal, a energia interna não era uma função apenas da temperatura.)

Usando a definição de entalpia e a equação do estado de um gás ideal, temos

$$\left.\begin{aligned} h &= u + Pv \\ Pv &= RT \end{aligned}\right\} \quad h = u + RT$$

Como R é constante e $u = u(T)$, a entalpia de um gás ideal também é uma função apenas da temperatura:

$$h = h(T) \qquad \textbf{(4–22)}$$

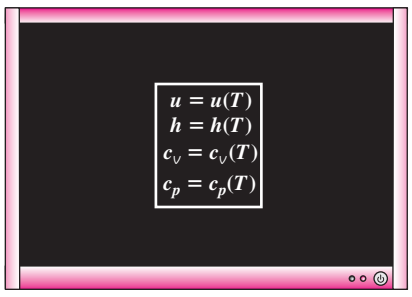


FIGURA 4–23 Para gases ideais, u, h, c_v, e c_p variam apenas com a temperatura.

Como u e h dependem somente da temperatura para um gás ideal, os calores específicos c_v e c_p também dependem apenas da temperatura. Portanto, a uma determinada temperatura, u, h, c_v e c_p de um gás ideal têm valores fixos independentemente da pressão ou do volume específico (Fig. 4–23). Assim, para gases ideais, as derivadas parciais nas Eqs. 4–19 e 4–20 podem ser substituídas por derivadas comuns, e as variações diferenciais da energia interna e da entalpia de um gás ideal podem ser expressas por

$$du = c_v(T)\,dT \qquad \textbf{(4–23)}$$

e

$$dh = c_p(T)\,dT \tag{4–24}$$

A variação da energia interna ou da entalpia de um gás ideal durante um processo do estado 1 para o estado 2 é determinada pela integração dessas Eqs.:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4–25}$$

e

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4–26}$$

Para realizar essas integrações, precisamos ter relações de c_v e c_p como funções da temperatura.

A baixas pressões, todos os gases reais aproximam-se do comportamento do gás ideal e, portanto, seus calores específicos dependem somente da temperatura. Os calores específicos dos gases reais a baixas pressões são chamados de *calores específicos de gases ideais* ou *calores específicos a pressão zero* e, geralmente, são indicados como c_{p0} e c_{v0}. Expressões analíticas precisas para os calores específicos do gás ideal, com base em medições diretas ou em cálculos a partir do comportamento estatístico das moléculas, estão disponíveis e são fornecidas no Apêndice (Tab. A–2*c*) como polinômios de terceiro grau para vários gases. A Fig. 4–24 mostra o comportamento de $\bar{c}_{p0}(T)$ para alguns gases comuns.

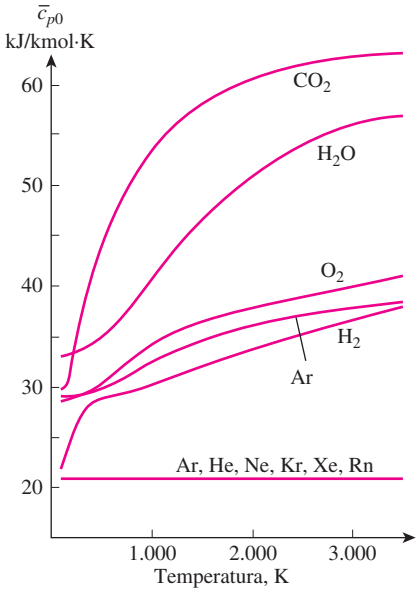


FIGURA 4–24 Calores específicos de gás ideal a pressão constante para alguns gases (consulte a Tab. A–2*c* para as equações de c_p).

A utilização dos dados de calor específico de gás ideal é limitada a baixas pressões, mas esses dados também podem ser usados em pressões moderadamente altas com uma aproximação razoável, desde que o gás não se desvie significativamente do comportamento de gás ideal.

As integrações das Eqs. 4–25 e 4–26 não são complicadas, mas consomem muito tempo e, por isso, são pouco práticas. Para evitar cálculos trabalhosos, os valores de *u* e *h* de vários gases foram expressos em tabelas com pequenos intervalos de temperatura. Essas tabelas são obtidas pela seleção de um estado de referência arbitrário e pela realização das integrações das Eqs. 4–25 e 4–26, considerando o estado 1 como o estado de referência. Nas tabelas de gás ideal do Apêndice, zero kelvin é escolhido como o estado de referência, e tanto a entalpia como a energia interna recebem valor zero nesse estado (Fig. 4–25). A escolha do estado de referência não tem qualquer efeito sobre os cálculos de Δu ou Δh. Os valores de *u* e *h* são fornecidos em kJ/kg para o ar (Tab. A–17) e geralmente em kJ/kmol para outros gases. A unidade kJ/kmol é muito conveniente na análise termodinâmica das reações químicas.

Ar

T, K	u, kJ/kg	h, kJ/kg
0	0	0
.	.	.
.	.	.
.	.	.
300	214,07	300,19
310	221,25	310,24
.	.	.
.	.	.
.	.	.

FIGURA 4–25 Na construção de tabelas de gases ideais, 0 K é escolhida como a temperatura de referência.

Algumas observações podem ser feitas a partir da Fig. 4–24. Primeiro, os calores específicos de gases com moléculas complexas (moléculas com dois ou mais átomos) são maiores e aumentam com a temperatura. Além disso, a variação dos calores específicos com a temperatura é suave e pode ser aproximada como linear em intervalos de temperatura pequenos (algumas centenas de graus ou menos). Portanto, as funções dos calores específicos nas Eqs. 4–25 e 4–26 podem ser substituídas pelos valores constantes dos calores específicos médios. Em seguida, podem ser feitas integrações nessas equações, resultando

$$u_2 - u_1 = c_{v,\,\text{méd}}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4–27}$$

e

$$h_2 - h_1 = c_{p,\,\text{méd}}(T_2 - T_1) \tag{4–28}$$

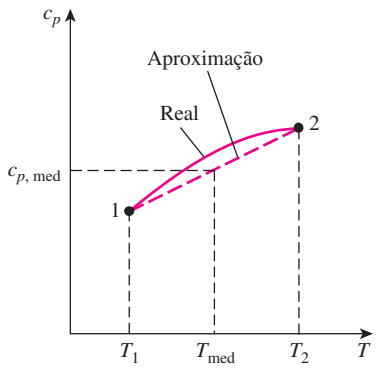


FIGURA 4–26 Para pequenos intervalos de temperatura, pode-se admitir que os calores específicos variam linearmente com a temperatura.

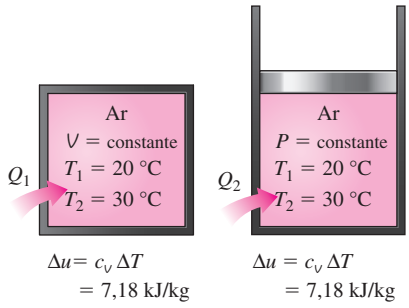


FIGURA 4–27 A relação $\Delta u = c_v\,\Delta T$ é válida para *qualquer* tipo de processo, a volume constante ou não.

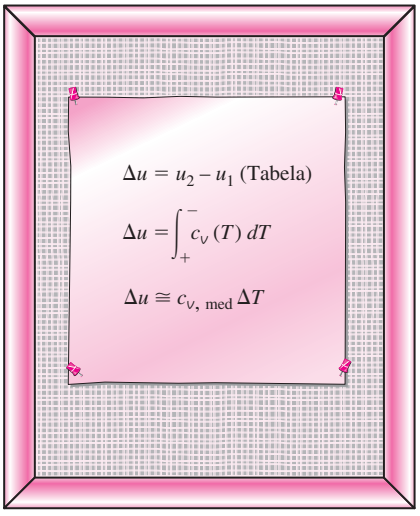


FIGURA 4–28 Três maneiras de calcular Δu.

Os valores do calor específico de alguns gases comuns são listados em função da temperatura na Tab. A–2*b*. Os calores específicos médios $c_{p,\,med}$ e $c_{v,\,med}$ são avaliados nessa tabela para uma temperatura média $(T_1 + T_2)/2$, conforme mostra a Fig. 4–26. Se a temperatura final T_2 não for conhecida, os calores específicos podem ser avaliados a T_1 ou a uma temperatura média estimada. Depois, T_2 pode ser determinado pelo uso desses valores de calor específico. O valor de T_2 pode ser refinado, se necessário, pela avaliação dos calores específicos a uma nova temperatura média.

Uma outra maneira de determinar os calores específicos médios é o fato de pela sua avaliação em T_1 e T_2 seguida do cálculo da média. Geralmente, os dois métodos produzem resultados razoavelmente bons e um não é necessariamente melhor do que o outro.

Uma outra observação que pode ser feita na Fig. 4–24 é o fato de que os calores específicos de gás ideal para *gases monatômicos,* como o argônio, o neônio e o hélio, permanecem constantes em todo o intervalo de temperatura. Assim, Δu e Δh dos gases monatômicos podem ser facilmente avaliados com as Eqs. 4–27 e 4–28.

Observe que as relações para Δu e Δh apresentadas anteriormente não se restringem a nenhum tipo de processo. Elas são válidas para todos os processos. A presença do calor específico ao volume constante c_v em uma equação não deve levar a crer que essa equação é válida somente para um processo a volume constante. Pelo contrário, a relação $\Delta u = c_{v,\,med}\,\Delta T$ é válida para *qualquer* gás ideal que passe por *qualquer* processo (Fig. 4–27). Um argumento similar pode ser usado para c_p e Δh.

Para resumir, há três maneiras de determinar as variações da energia interna e da entalpia de gases ideais (Fig. 4–28):

1. Usando os dados tabelados para u e h. Especialmente quando as tabelas estão disponíveis, esta é a maneira mais fácil e mais exata.
2. Usando as equações para c_v ou c_p como função da temperatura e fazendo as integrações. Note que esse processo é muito inconveniente para cálculos manuais, mas bastante desejável para cálculos em computador. Os resultados obtidos são bastante precisos.
3. Usando calores específicos médios. Este modo é muito simples e certamente muito conveniente quando não há tabelas de propriedades disponíveis. Os resultados obtidos são razoavelmente precisos se o intervalo de temperatura não for muito grande.

Relações entre calores específicos dos gases ideais

Uma relação especial entre c_p e c_v para os gases ideais pode ser obtida pela diferenciação da equação $h = u + RT$, que resulta em

$$dh = du + R\,dT$$

Substituindo dh por $c_p\,dT$ e du por $c_v\,dT$ e dividindo a expressão resultante por dT, obtemos

$$c_p = c_v + R \qquad (\text{kJ/kg·K}) \qquad \textbf{(4–29)}$$

Essa é uma relação importante para os gases ideais, pois permite determinar c_v a partir de c_p e da constante do gás R.

Quando os calores específicos são dados na base molar, na equação anterior R deve ser substituído pela constante universal R_u (Fig. 4–29).

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u \qquad (\text{kJ/kmol·K}) \qquad \textbf{(4–30)}$$

Neste ponto, apresentamos outra propriedade do gás ideal chamada **razão dos calores específicos** k, definida por

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{4–31}$$

A razão dos calores específicos também varia com a temperatura, mas essa variação é bem suave. No caso de gases monatômicos, seu valor é basicamente constante em 1,667. Muitos gases diatômicos, inclusive o ar, têm uma razão de calores específicos de cerca de 1,4 à temperatura ambiente.

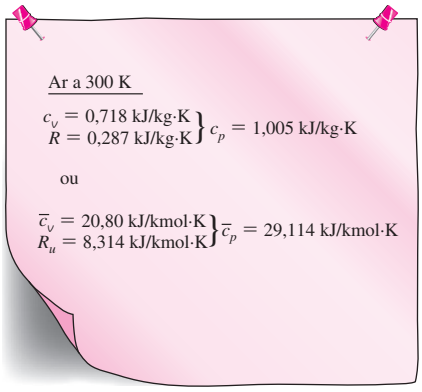


FIGURA 4–29 O c_p de um gás ideal pode ser determinado a partir de c_v e R.

EXEMPLO 4–7 Avaliação da Δu de um gás ideal

Ar a 300 K e 200 kPa é aquecido a pressão constante até 600 K. Determine a variação da energia interna do ar por unidade de massa, usando (*a*) dados da tabela de ar (Tab. A–17), (*b*) a forma funcional do calor específico (Tab. A–2*c*) e (*c*) o valor médio do calor específico (Tab. A–2*b*).

SOLUÇÃO A variação da energia interna do ar deve ser determinada de três maneiras diferentes.

Hipótese Nas condições especificadas, o ar pode ser considerado um gás ideal pois está a uma temperatura alta e a uma pressão baixa em relação aos valores críticos.

Análise A variação da energia interna Δu dos gases ideais depende somente das temperaturas inicial e final, e não do tipo de processo. Assim, a seguinte solução é válida para qualquer tipo de processo.

(*a*) Uma maneira de determinar a variação na energia interna do ar é ler os valores u em T_1 e T_2 da Tab. A–17 e calcular a diferença:

$$u_1 = u_{@\ 300\ \text{K}} = 214{,}07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_2 = u_{@\ 600\ \text{K}} = 434{,}78\ \text{kJ/kg}$$

Assim

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (434{,}78 - 214{,}07)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{220{,}71\ kJ/kg}$$

(*b*) O $\bar{c}_p(T)$ do ar é dado na Tab. A–2*c*, na forma de um polinômio de terceiro grau expresso como

$$\bar{c}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

onde $a = 28{,}11$; $b = 0{,}1967 \times 10^{-2}$; $c = 0{,}4802 \times 10^{-5}$ e $d = -1{,}966 \times 10^{-9}$. Da Eq. 4–30,

$$\bar{c}_v(T) = \bar{c}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

Da Eq. 4–25,

$$\Delta \bar{u} = \int_1^2 \bar{c}_v(T)\, dT = \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3]\, dT$$

Realizando a integração e substituindo os valores, obtemos

$$\Delta \bar{u} = 6.447\ \text{kJ/kmol}$$

(*continua*)

(*continuação*)

A variação da energia interna por unidade de massa é determinada pela divisão desse valor pela massa molar do ar (Tab. A–1):

$$\Delta u = \frac{\Delta \bar{u}}{M} = \frac{6{,}447 \text{ kJ/kmol}}{28{,}97 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{222{,}5 \text{ kJ/kg}}$$

que difere do valor tabelado em 0,8%.

(*c*) O valor médio do calor específico a volume constante $c_{v,\text{med}}$ é determinado na Tab. A–2*b* para uma temperatura média de $(T_1 + T_2)/2 = 450$ K por

$$c_{v,\text{ med}} = c_{v\ @\ 450\text{ K}} = 0{,}733 \text{ kJ/ kg·K}$$

Assim

$$\Delta u = c_{v,\text{ med}}(T_2 - T_1) = (0{,}733 \text{ kJ/ kg·K})[(600 - 300)\text{ K}]$$
$$= 220 \text{ kJ/kg}$$

Discussão Essa resposta difere do valor tabelado (220,71 kJ/kg) em apenas 0,4%. Essa proximidade não é surpreendente, pois a hipótese de que c_v varia linearmente com a temperatura é razoável em intervalos de temperatura de apenas umas poucas centenas de graus. Se tivéssemos usado o valor de c_v avaliado em $T_1 = 300$ K em vez de em T_{med}, o resultado teria sido 215,4 kJ/kg, que representa um erro de cerca de 2%. Erros dessa magnitude são aceitáveis para a maioria das aplicações de engenharia.

EXEMPLO 4–8 Aquecimento de um gás em um tanque por agitação

Um tanque isolado e rígido contém inicialmente 1,5 lbm de hélio a 80 °F e 50 psia. Uma roda de pás com uma potência de 0,02 hp agita o gás hélio no tanque por 30 minutos. Determine (*a*) a temperatura final e (*b*) a pressão final do gás hélio.

SOLUÇÃO Gás hélio em um tanque isolado e rígido é agitado por uma roda com pás. A temperatura final e a pressão do gás hélio devem ser determinados.

Hipóteses **1** Hélio é um gás ideal, uma vez que está a uma temperatura muito elevada em relação ao seu valor de ponto crítico de −451 °F. **2** Um calor específico constante pode ser usado para o hélio. **3** O sistema é estacionário, portanto as variações das energias cinética e potencial são zero, ou seja, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e $\Delta E = \Delta U$. **4** O volume do tanque é constante e, portanto, não há nenhum trabalho de fronteira. **5** O sistema é adiabático, portanto não há transferência de calor.

Análise Tomamos o conteúdo do tanque como o *sistema* e observamos que este é *fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observe que há trabalho de eixo realizado sobre o sistema (Fig. 4–30).

(*a*) A quantidade de trabalho realizado pela roda de pás no sistema é

$$W_{\text{eixo}} = \dot{W}_{\text{eixo}}\ \Delta t = (0{,}02 \text{ hp})(0{,}5 \text{ h})\left(\frac{2.545 \text{ Btu/h}}{1 \text{ hp}}\right) = 25{,}45 \text{ Btu}$$

Com base nas hipóteses, o balanço de energia no sistema pode ser expresso como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{\text{eixo, ent}} = \Delta U = m(u_2 - u_1) = mc_{v,\text{ med}}(T_2 - T_1)$$

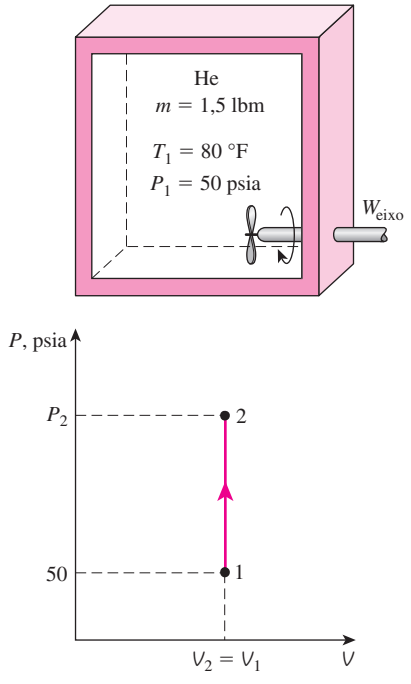


FIGURA 4-30 Representação esquemática e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4-8.

Como foi dito anteriormente, os calores específicos dos gases monatômicos (hélio é um deles) são constantes. O valor do calor específico do hélio c_v determinado pela Tab. A–2E*a* é $c_v = 0{,}753$ Btu/lbm·°F. Substituindo essa e outras quantidades na equação anterior, obtemos

$$25{,}45 \text{ Btu} = (1{,}5 \text{ lbm})(0{,}753 \text{ Btu/lbm·°F})(T_2 - 80 \text{ °F})$$
$$T_2 = \mathbf{102{,}5 \text{ °F}}$$

(*b*) A pressão final é determinada da relação do gás ideal

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

onde V_1 e V_2 são idênticos e se cancelam. Assim, a pressão final é

$$\frac{50 \text{ psia}}{(80 + 460) \text{ R}} = \frac{P_2}{(102{,}5 + 460) \text{R}}$$
$$P_2 = \mathbf{52{,}1 \text{ psia}}$$

Discussão Observe que a pressão na relação do gás ideal é sempre a pressão absoluta.

EXEMPLO 4–9 Aquecimento de um gás por um aquecedor elétrico

Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 0,5 m³ de gás nitrogênio a 400 kPa e 27 °C. Um aquecedor resistivo elétrico dentro do dispositivo é ligado e passa a circular uma corrente de 2 A por cinco minutos a partir de uma fonte de 120 V. O nitrogênio se expande a pressão constante e uma perda de calor de 2.800 J ocorre durante o processo. Determine a temperatura final do nitrogênio.

SOLUÇÃO Gás nitrogênio em um arranjo pistão-cilindro é aquecido por um aquecedor resistivo elétrico. O nitrogênio se expande a pressão constante enquanto algum calor é perdido. A temperatura final do nitrogênio deve ser determinada.

Hipóteses **1** O nitrogênio é um gás ideal, uma vez que a temperatura é alta e a pressão é baixa em relação aos valores do ponto crítico de −147 °C e 3,39 MPa. **2** O sistema é estacionário, portanto as variações das energias cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e $\Delta E = \Delta U$. **3** A pressão permanece constante durante o processo e, portanto, $P_2 = P_1$. **4** Os calores específicos do nitrogênio são constantes e avaliados à temperatura ambiente.

Análise Escolhemos o conteúdo do cilindro como o sistema (Fig. 4–31). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que um arranjo pistão-cilindro inclui, geralmente, uma fronteira móvel e, portanto, um trabalho de fronteira, W_f. Além disso, o sistema perde calor e é realizado trabalho elétrico W_{eletr} sobre o sistema.

Determinemos primeiro o trabalho elétrico realizado sobre o nitrogênio:

$$W_{eletr} = \mathbf{V}I\,\Delta t = (120 \text{ V})\,(2 \text{ A})\,(5 \times 60 \text{ s})\left(\frac{1 \text{ kJ/s}}{1.000 \text{ VA}}\right) = 72 \text{ kJ}$$

A massa do nitrogênio é determinada pela equação do gás ideal:

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(400 \text{ kPa})\,(0.5 \text{ m}^3)}{(0{,}297 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})\,(300 \text{ K})} = 2{,}245 \text{ kg}$$

(*continua*)

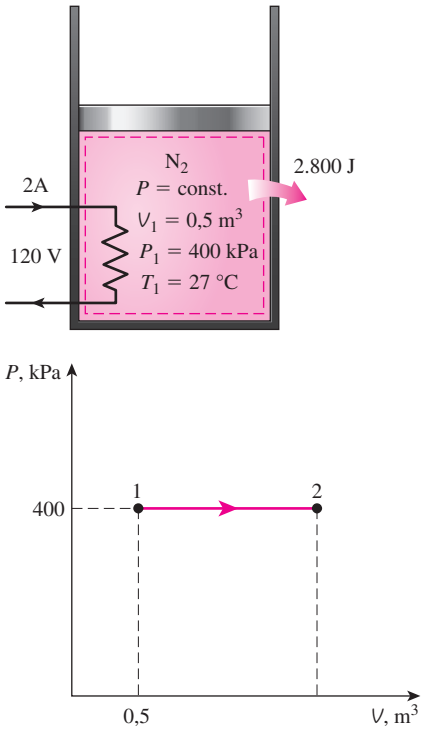


FIGURA 4–31 Esquema e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4–9.

(*continuação*)

De acordo com as hipóteses e observações enunciadas, o balanço de energia no sistema pode ser expresso como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{\text{eletr, ent}} - Q_{\text{sai}} - W_{f,\text{ sai}} = \Delta U$$

$$W_{\text{eletr, ent}} - Q_{\text{sai}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

uma vez que $\Delta U + W_f \equiv \Delta H$ para um sistema fechado sofrendo um processo de expansão ou compressão em quase-equilíbrio a pressão constante. Na Tab. A–2*a*, c_p = 1,039 kJ/kg·k para o nitrogênio à temperatura ambiente. A única grandeza desconhecida na equação anterior é T_2, e conclui-se que ela é

$$72\text{ kJ} - 2{,}8\text{ kJ} = (2{,}245\text{ kg})(1{,}039\text{ kJ/kg·K})(T_2 - 27\text{ °C})$$

$$T_2 = \mathbf{56{,}7\text{ °C}}$$

Discussão Observe que poderíamos também resolver este problema calculando o trabalho de fronteira e a variação da energia interna em vez da variação da entalpia.

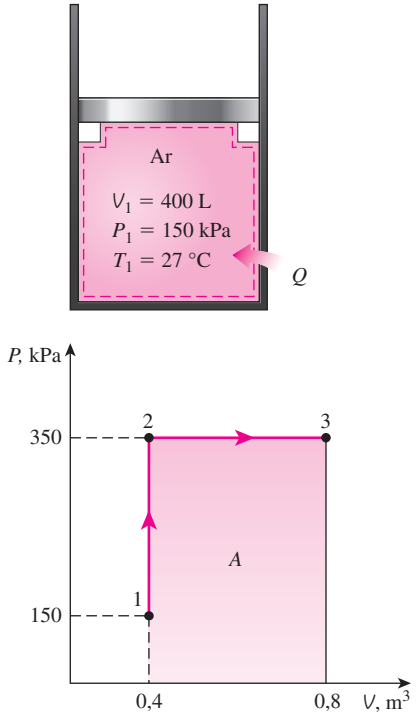


FIGURA 4–32 Esquema e diagrama *P*-*V* para o Exemplo 4–10.

EXEMPLO 4–10 Aquecimento de um gás a pressão constante

Um arranjo pistão-cilindro contém ar, inicialmente a 150 kPa e 27 °C. Nesse estado, o pistão repousa sobre um par de batentes, conforme mostra a Fig. 4–32, e o volume confinado é de 400 L. A massa do pistão é tal que é necessária uma pressão de 350 kPa para movê-lo. O ar é então aquecido até que seu volume dobre. Determine (*a*) a temperatura final, (*b*) o trabalho realizado pelo ar e (*c*) o calor total transferido para o ar.

SOLUÇÃO Em um arranjo pistão-cilindro com um conjunto de batentes, o ar é aquecido até que seu volume dobre. A temperatura final, o trabalho realizado e a transferência de calor total devem ser determinados.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal, pois está a alta temperatura e baixa pressão em relação aos valores críticos. **2** O sistema é estacionário, portanto as variações da energia cinética e potencial são zero, $\Delta EP = \Delta EC = 0$ e $\Delta E = \Delta U$. **3** O volume permanece constante até o pistão começar a se mover, e depois disso a pressão permanece constante. **4** Não há trabalho elétrico, de eixo ou trabalho de outra natureza.

Análise Admitimos o conteúdo do cilindro como o sistema (Fig. 4–32). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que um arranjo pistão-cilindro inclui, geralmente, uma fronteira móvel e, portanto, um trabalho de fronteira W_f. Além disso, trabalho de fronteira é realizado pelo sistema e calor é transferido para o sistema.

(*a*) A temperatura final pode ser determinada facilmente aplicando a equação do gás ideal entre os estados 1 e 3 da seguinte forma:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150\text{ kPa})(V_1)}{300\text{ K}} = \frac{(350\text{ kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$T_3 = \mathbf{1.400\text{ K}}$$

(*b*) O trabalho realizado pode ser determinado por integração, mas para esse caso é muito mais fácil calculá-lo pela área sob a curva do processo, no diagrama *P*-*V* mostrado na Fig. 4–32:

$$A = (V_2 - V_1)P_2 = (0{,}4\ \text{m}^3)(350\ \text{kPa}) = 140\ \text{m}^3\cdot\text{kPa}$$

Assim,

$$W_{13} = \mathbf{140\ kJ}$$

O trabalho é realizado pelo sistema (para elevar o pistão e tirar o ar atmosférico do caminho).

(*c*) De acordo com as hipóteses e observações enunciadas, o balanço de energia do sistema entre os estados inicial e final (processo 1-3) pode ser expresso como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$Q_{\text{ent}} - W_{f,\,\text{sai}} = \Delta U = m(u_3 - u_1)$$

A massa do sistema pode ser determinada pela equação do gás ideal:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(150\ \text{kPa})\ (0{,}4\ \text{m}^3)}{(0{,}287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})\ (300\ \text{K})} = 0{,}697\ \text{kg}$$

As energias internas são determinadas pela tabela do ar (Tab. A–17) como

$$u_1 = u_{@\ 300\ \text{K}} = 214{,}07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = u_{@\ 1.400\ \text{K}} = 1.113{,}52\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$Q_{\text{ent}} - 140\ \text{kJ} = (0{,}697\ \text{kg})[(1.113{,}52 - 214{,}07)\ \text{kJ/kg}]$$
$$Q_{\text{ent}} = \mathbf{767\ kJ}$$

Discussão O sinal positivo confirma que é transferido calor para o sistema.

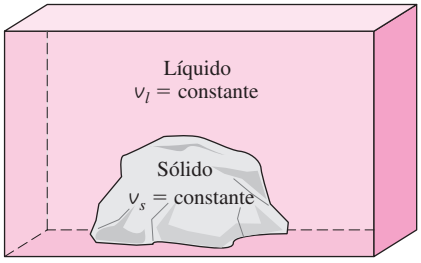


FIGURA 4–33 Os volumes específicos de substâncias incompressíveis permanecem constantes durante um processo.

4–5 ENERGIA INTERNA, ENTALPIA E CALORES ESPECÍFICOS DE SÓLIDOS E LÍQUIDOS

Uma substância cujo volume específico (ou densidade) é constante é chamada de **substância incompressível.** Os volumes específicos de sólidos e líquidos permanecem essencialmente constantes durante um processo (Fig. 4–33). Portanto, líquidos e sólidos podem ser aproximados como substâncias incompressíveis sem comprometer muito a precisão. A hipótese de volume constante pode ser adotada quando a energia associada à variação de volume for desprezível se comparada com outras formas de energia, mas seria absurda para estudar a tensão térmica em sólidos (causada pela variação de volume com a temperatura) ou para analisar termômetros de coluna de líquido.

Pode ser matematicamente demonstrado (consulte o Cap. 12) que os calores específicos a volume constante e a pressão constante são idênticos para substâncias

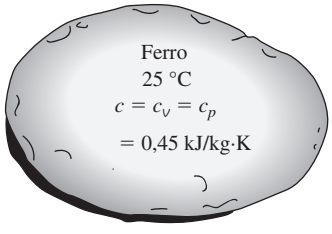


FIGURA 4–34 Os valores de c_v e c_p de substâncias incompressíveis são idênticos e denotados por c.

incompressíveis (Fig. 4–34). Portanto, para sólidos e líquidos, os subíndices de c_p e c_v podem ser eliminados e os dois calores específicos podem ser representados por um único símbolo c. Isto é,

$$c_p = c_v = c \tag{4–32}$$

Esse resultado também poderia ser deduzido a partir das definições físicas dos calores específicos a volume constante e a pressão constante. Os valores do calor específico de vários líquidos e sólidos comuns são mostrados na Tab. A–3.

Variações de energia interna

Assim como nos gases ideais, os calores específicos de substâncias incompressíveis dependem somente da temperatura. Desse modo, a derivada parcial da equação da definição de c_v pode ser substituída por uma derivada ordinária, que resulta em

$$du = c_v\, dT = c(T)dT \tag{4–33}$$

A variação da energia interna entre os estados 1 e 2 é então obtida pela integração:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c(T)\, dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4–34}$$

A variação do calor específico c com a temperatura deve ser conhecida antes da realização da integração. Para intervalos de temperatura pequenos, o valor c para uma temperatura média pode ser usado e tratado como uma constante, resultando em

$$\Delta u \cong c_{\text{med}}(T_2 - T_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4–35}$$

Variações de entalpia

Usando a definição de entalpia $h = u + Pv$ e observando que v = constante, a forma diferencial da variação da entalpia de substâncias incompressíveis pode ser determinada por diferenciação como

$$dh = du + v\, dP + P\, \overbrace{dv}^{0} = du + v\, dP \tag{4–36}$$

Integrando,

$$\Delta h = \Delta u + v\, \Delta P \cong c_{\text{med}}\, \Delta T + v\, \Delta P \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4–37}$$

Nos *sólidos*, o termo $v\,\Delta P$ é insignificante e, assim, $\Delta h = \Delta u \cong \Delta c_{\text{med}} \Delta T$. Para os *líquidos*, são encontrados comumente dois casos especiais:

1. *Processos a pressão constante,* como em aquecedores ($\Delta P = 0$): $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{med}}\Delta T$
2. *Processos a temperatura constante,* como em bombas ($\Delta T = 0$): $\Delta h = v\,\Delta P$

Para um processo entre os estados 1 e 2, a última equação pode ser escrita como $h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$. Admitindo que o estado 2 seja um estado de líquido comprimido a T e P conhecidas e que o estado 1 seja o estado de líquido saturado à mesma temperatura, a entalpia do líquido comprimido pode ser expressa por

$$h_{@P,T} \cong h_{l\,@\,T} + v_{l\,@\,T}(P - P_{\text{sat}\,@\,T}) \tag{4–38}$$

conforme discutido no Cap. 3. Esse é um aperfeiçoamento da hipótese de que a entalpia do líquido comprimido poderia ser considerada como h_l na temperatura especificada (isto é, $h_{@\,P,T} \cong h_{l@\,T}$). Entretanto, a contribuição do último termo é

geralmente bem pequena e pode ser desprezada. (Observe que a temperaturas e pressões altas, a Eq. 4–38 pode corrigir demasiadamente a entalpia e resultar em um erro maior do que a aproximação $h \cong h_{l\,@\,T}$.)

EXEMPLO 4–11 Entalpia de um líquido comprimido

Determine a entalpia da água líquida a 100 °C e 15 MPa (*a*) usando as tabelas de líquido comprimido, (*b*) aproximando-a como um líquido saturado e (*c*) usando a correção dada pela Eq. 4–38.

SOLUÇÃO A entalpia da água líquida deve ser determinada de maneira exata e aproximada.

Análise A 100 °C, a pressão de saturação da água é 101,42 kPa, e como $P > P_{sat}$, a água existe como um líquido comprimido no estado especificado.

(*a*) Nas tabelas de líquido comprimido temos

$$\left.\begin{array}{l} P = 15\ \text{MPa} \\ T = 100\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad h = \mathbf{430{,}39\ kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–7)}$$

Esse é o valor exato.
(*b*) Aproximando o líquido comprimido como líquido saturado a 100 °C, como é comumente feito, obtemos

$$h \cong h_{l\,@\,100\,^\circ\text{C}} = \mathbf{419{,}17\ kJ/kg}$$

O erro associado a esse valor é de cerca de 2,6%.
(*c*) Da Eq. 4–38,

$$\begin{aligned} h_{@P,T} &\cong h_{l\,@\,T} + v_{l\,@\,T}(P - P_{\text{sat}\,@\,T}) \\ &= (419{,}17\ \text{kJ/kg}) + (0{,}001\ \text{m}^3\ \text{kg})[(15.000 - 101{,}42)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa·m}^3}\right) \\ &= \mathbf{434{,}07\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Discussão Observe que o termo de correção reduziu o erro de 2,6% para cerca de 1% neste caso. Entretanto, essa melhoria na precisão geralmente não compensa o esforço extra envolvido.

EXEMPLO 4–12 Resfriamento de um bloco de ferro pela água

Um bloco de ferro de 50 kg a 80 °C é mergulhado em um tanque termicamente isolado que contém 0,5 m³ de água líquida a 25 °C. Determine a temperatura quando o equilíbrio térmico for atingido.

SOLUÇÃO Um bloco de ferro é imerso na água em um tanque isolado. Deve ser determinada a temperatura quando o equilíbrio térmico é alcançado.

Hipóteses **1** Tanto a água como o bloco de ferro são substâncias incompressíveis. **2** Calores específicos constantes à temperatura ambiente podem ser usados para a água e para o ferro. **3** O sistema é estacionário, portanto as variações da energia cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e $\Delta E = \Delta U$. **4** Não há nenhum trabalho elétrico, de eixo ou qualquer outra forma de trabalho. **5** O sistema está bem isolado e, portanto, não há transferência de calor.

(*continua*)

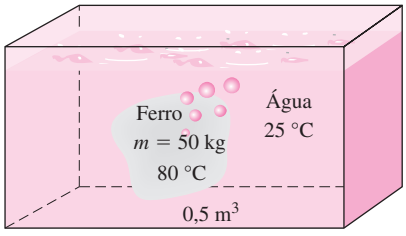


FIGURA 4–35 Esquema para o Exemplo 4–12.

(*continuação*)

Análise Escolhemos todo o conteúdo do tanque como o *sistema* (Fig. 4–35). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Como o volume de um tanque rígido é constante, não existe trabalho de fronteira. O balanço de energia do sistema pode ser expresso por

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$0 = \Delta U$$

A energia interna total U é uma propriedade extensiva e, portanto, pode ser expressa como a soma das energias internas das partes do sistema. Então, a variação total da energia interna do sistema resulta

$$\Delta U_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{ferro}} + \Delta U_{\text{água}} = 0$$
$$[mc(T_2 - T_1)]_{\text{ferro}} + [mc(T_2 - T_1)]_{\text{água}} = 0$$

O volume específico da água líquida em temperaturas próximas da temperatura do ambiente pode ser tomado como 0,001 m^3/kg. Assim, a massa de água é

$$m_{\text{água}} = \frac{V}{v} = \frac{0{,}5\ \text{m}^3}{0{,}001\ \text{m}_3/\text{kg}} = 500\ \text{kg}$$

Os calores específicos do ferro e da água líquida são obtidos na Tab. A–3 como c_{ferro} = 0,45 kJ/kg·°C e $c_{\text{água}}$ = 4,18 kJ/kg·°C. Substituindo esses valores na equação da energia, obtemos

$$(50\ \text{kg})(0{,}45\ \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(T_2 - 80\ ^\circ\text{C}) + (500\ \text{kg})(4{,}18\ \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})(T_2 - 25\ ^\circ\text{C}) = 0$$
$$T_2 = \mathbf{25{,}6\ ^\circ C}$$

Portanto, quando estabelecido o equilíbrio térmico, tanto a água como o ferro estarão a 25,6 °C.

Discussão O pequeno aumento da temperatura da água deve-se à sua grande massa e ao seu alto valor do calor específico.

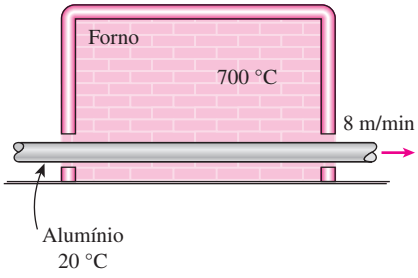


FIGURA 4–36 Esquema para o Exemplo 4–13.

EXEMPLO 4–13 Aquecendo barras de alumínio em uma fornalha

Longas barras de alumínio cilíndricas (ρ = 2.700 kg/m^3 e c_p = 0,973 kJ/kg·K) de 5 cm de diâmetro sofrem um tratamento térmico no qual a temperatura das barras, inicialmente de 20 °C, eleva-se para uma temperatura média de 400 °C quando são arrastadas de uma velocidade de 8m/min através de um forno de grande comprimento, como mostra a Fig. 4–36. Determine a taxa de transferência de calor para as barras no forno.

SOLUÇÃO Barras de alumínio são aquecidas em um forno a uma temperatura média especificada. A taxa de transferência de calor para as barras deve ser determinada.

Hipóteses **1** As propriedades térmicas das barras são constantes. **2** Não há variação das energias cinética e potencial. **3** As barras estão em uma temperatura uniforme quando saem do forno.

Análise As barras de alumínio passam através do forno a uma velocidade constante de 8 m/min. Isto é, um observador externo verá que uma seção de 8 m de comprimento de uma barra fria entra e uma seção de 8 m de uma barra quente sai do forno

a cada minuto. Tomamos então uma seção da barra de 8 m de comprimento como o sistema. O balanço de energia para este sistema fechado pode ser expresso como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida por}\\ \text{calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$Q_{\text{ent}} = \Delta U_{\text{barra}} = m(u_2 - u_1)$$
$$Q_{\text{ent}} = mc(T_2 - T_1)$$

A densidade e o calor específico das barras são dados por $\rho = 2.700\ \text{kg/m}^3$ e $c = 0{,}973\ \text{kJ/kg·K} = 0{,}973\ \text{kJ/kg·°C}$. A quantidade de calor transferido para uma seção de barra de 8 m de comprimento como resultado do aquecimento na temperatura especificada é

$$m = \rho V = \rho \frac{\pi D^2}{4} L = (2.700\ \text{kg/m}^3) \frac{\pi (0{,}05\ \text{m})^2}{4} (8\ \text{m}) = 42{,}41\ \text{kg}$$

$$Q_{\text{ent}} = mc\,(T_2 - T_1) = (42{,}41\ \text{kg})\,(0{,}973\ \text{kJ/kg·°C})\,(400 - 20)°\text{C}$$
$$= 15.680\ \text{kJ (por 8 m de seção)}$$

Considerando que 8 m de seção são aquecidos a cada minuto, a taxa de transferência de calor para as barras no forno é

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = Q_{\text{ent}}/\Delta t = 15.680\ \text{kJ/min} = \mathbf{261\ kJ/s}$$

Discussões Este problema também pode ser resolvido trabalhando com as equações na forma de taxa, como

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho \frac{\pi D^2}{4} L/\Delta t = \rho \frac{\pi D^2}{4} V = (2.700\ \text{kg/m}^3) \frac{\pi (0{,}05\ \text{m})^2}{4} (8\ \text{m/min})$$
$$= 42{,}41\ \text{kg/min}$$

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}c(T_2 - T_1) = (42{,}41\ \text{kg/min})\,(0{,}973\ \text{kJ/kg·°C})\,(400 - 20)°\text{C}$$
$$= 15.680\ \text{kJ/min}$$

que é idêntico ao resultado obtido anteriormente.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Aspectos termodinâmicos de sistemas biológicos

Uma importante e interessante área de aplicação da termodinâmica é a dos sistemas biológicos, nos quais ocorrem os processos mais complexos e intrigantes de transferência e transformação de energia. Os sistemas biológicos não estão em equilíbrio termodinâmico, portanto, não são fáceis de analisar. Apesar de sua complexidade, os sistemas biológicos são basicamente formados por quatro elementos simples: hidrogênio, oxigênio, carbono e nitrogênio. No corpo humano, o hidrogênio representa 63%; o oxigênio, 25,5%; o carbono, 9,5%, e o nitrogênio, 1,4% de todos os átomos. O restante 0,6% dos átomos vem de outros 20 elementos essenciais à vida. Cerca de 72% da massa do corpo humano é água.

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

FIGURA 4–37 Em média, uma pessoa dissipa energia para a vizinhança a uma taxa de 84 W quando em repouso.
© Vol. 124/PhotoDisc/Getty RF.

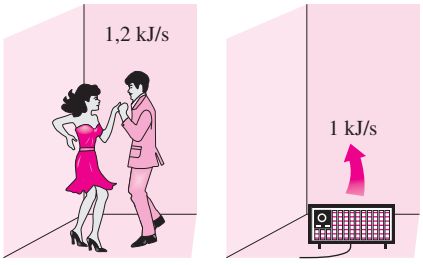


FIGURA 4–38 Duas pessoas dançando rapidamente fornecem mais energia para uma sala do que um aquecedor elétrico de 1 kW.

A unidade fundamental dos organismos vivos é a *célula.* As células se parecem com fábricas em miniatura, que executam funções vitais para a sobrevivência dos organismos. Um sistema biológico pode ser tão simples como uma única célula. O corpo humano contém cerca de cem trilhões de células com diâmetro médio de 0,01 mm. A membrana da célula é uma parede semipermeável que permite a passagem de algumas substâncias e impede a de outras.

Em uma célula típica, ocorrem milhares de reações químicas a cada segundo, durante as quais algumas moléculas são divididas, energia é liberada e algumas novas moléculas são formadas. Esse alto nível de atividade química das células, que mantém o corpo humano a uma temperatura de 37 °C enquanto realiza as tarefas orgânicas necessárias, é chamado de **metabolismo**. Em termos simples, o metabolismo está relacionado à queima de alimentos, como carboidratos, gordura e proteína. A taxa de metabolismo em estado de repouso é chamada de *taxa metabólica basal.* Ela é a taxa de metabolismo necessária para manter um corpo realizando as funções indispensáveis (como a respiração e a circulação do sangue) no nível zero de atividade externa. A taxa metabólica também pode ser interpretada como a taxa de consumo de energia de um corpo. Para um ser humano comum (30 anos de idade, 70 kg, 1,8 m^2 de área de superfície corporal), a taxa metabólica basal é de 84 W. Ou seja, o corpo dissipa energia para o ambiente a uma taxa de 84 W, o que significa que o corpo está convertendo energia química do alimento (ou da gordura do corpo, se a pessoa não comeu) em energia térmica a uma taxa de 84 W (Fig. 4–37). A taxa metabólica aumenta com o nível de atividade, podendo ultrapassar em 10 vezes a taxa metabólica basal durante a realização de exercícios vigorosos. Isto é, duas pessoas fazendo exercícios pesados em uma sala podem estar fornecendo mais energia para a sala do que um aquecedor elétrico de 1 kW (Fig. 4–38). A fração de calor sensível varia de cerca de 40%, no caso de trabalho pesado, a cerca de 70%, no caso de trabalho leve. O resto da energia é rejeitado pelo corpo na forma de calor latente pela transpiração.

A taxa metabólica basal varia de acordo com o sexo, tamanho do corpo, condições gerais de saúde, entre outras condições, e diminui consideravelmente com a idade. Essa é uma das razões pelas quais as pessoas tendem a engordar no final dos 20 ou 30 anos, ainda que não passem a comer mais. O cérebro e o fígado são os principais locais de atividade metabólica. Esses dois órgãos são responsáveis por quase 50% da taxa metabólica basal de um corpo humano adulto, embora constituam apenas 4% da massa corporal. Nas crianças pequenas, é notável que cerca de metade da atividade metabólica basal ocorra somente no cérebro.

As reações biológicas das células ocorrem essencialmente a temperatura, pressão e volume constantes. A temperatura da célula tende a se elevar quando parte da energia química é convertida em calor, mas essa energia é rapidamente transferida para o sistema circulatório, que a transporta para partes externas do corpo e, finalmente, para o ambiente, através da pele.

As células musculares funcionam como um motor, convertendo energia química em energia mecânica (trabalho) com uma eficiência de conversão de quase 20%. Quando o corpo não realiza nenhum trabalho líquido no ambiente (como carregar um móvel escada acima), todo o trabalho também é convertido em calor. Nesse caso, a energia química do alimento liberada no corpo durante o metabolismo é totalmente transferida para o ambiente. Um aparelho de TV que consome eletricidade a uma taxa de 300 W deve rejeitar calor para o ambiente a uma taxa de 300 W em operação contínua, independentemente do que acontece no aparelho. Ou seja, uma TV de 300 W ligada ou três lâmpadas de

100 W produzirão o mesmo efeito de aquecimento em uma sala que um aquecedor elétrico de 300 W (Fig. 4–39). Essa é uma consequência do princípio de conservação da energia, que exige que a entrada de energia em um sistema seja igual à saída de energia quando o conteúdo total de energia do sistema permanecer constante durante um processo.

Alimento e exercício

As necessidades de energia do corpo são supridas pelo alimento que ingerimos. Os nutrientes do alimento são classificados em três grandes grupos: carboidratos, proteínas e gorduras. Os *carboidratos* se caracterizam pelos átomos de hidrogênio e oxigênio presentes em suas moléculas em uma proporção de 2:1. As moléculas dos carboidratos variam: há desde as muito simples (como no açúcar) até as muito complexas ou grandes (como no amido). Pão e açúcar são as maiores fontes de carboidratos. As *proteínas* são moléculas muito grandes que contêm carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio e são essenciais para a produção e reconstituição dos tecidos corporais. As proteínas são formadas por unidades fundamentais menores chamadas *aminoácidos*. As proteínas completas como carne, leite e ovos têm todos os aminoácidos necessários à produção de tecidos corporais. As proteínas de origem vegetal, como aquelas encontradas em frutas, vegetais e grãos, carecem de um ou mais aminoácidos e são chamadas de proteínas incompletas. As *gorduras* são moléculas relativamente pequenas formadas por carbono, hidrogênio e oxigênio. Os óleos vegetais e as gorduras de origem animal são as principais fontes de gordura. A maior parte dos alimentos que ingerimos contém todos os três grupos nutricionais em quantidades variadas. A dieta norte-americana típica consiste em 45% de carboidratos, 40% de gorduras e 15% de proteínas, embora seja recomendável que em uma dieta saudável menos de 30% das calorias sejam gorduras.

O conteúdo energético de um determinado alimento é determinado pela queima de uma pequena amostra do alimento em um dispositivo chamado *bomba calorimétrica,* que é basicamente um tanque rígido bem isolado (Fig. 4–40). O tanque contém uma pequena câmara de combustão cercada por água. O alimento é queimado na câmara de combustão na presença de excesso de oxigênio, e a energia liberada é transferida para a água. O conteúdo de energia do alimento é calculado com base no princípio de conservação da energia, medindo o aumento da temperatura da água. À medida que o alimenta queima, o carbono nele existente é convertido em CO_2, e o hidrogênio, em H_2O. As mesmas reações químicas ocorrem no organismo e, assim, é liberada a mesma quantidade de energia.

Usando amostras secas (desidratadas), o conteúdo de energia médio dos três grupos básicos de alimentos é determinado por medições na bomba calorimétrica, e são de 18,0 MJ/kg para carboidratos, 22,2 MJ/kg para proteínas e 39,8 MJ/kg para gorduras. Esses grupos de alimentos, porém, não são completamente metabolizados pelo corpo humano. A fração do conteúdo de energia metabolizável é de 95,5% nos carboidratos, 77,5% nas proteínas e 97,7% nas gorduras. Ou seja, as gorduras que ingerimos são quase que inteiramente metabolizadas no corpo, mas perto de 1/4 da proteína que ingerimos é descartada sem ter sido queimada. Isso corresponde a 4,1 Calorias/g para proteínas e carboidratos e 9,3 Calorias/g para gorduras (Fig. 4–41). Esses são os números citados em livros de nutrição e rótulos de alimentos. O conteúdo de energia dos alimentos que normalmente ingerimos é muito menor do que os valores apresentados devido à grande quantidade de água que os alimentos contêm (a água dá volume ao alimento, mas não pode ser metabolizada nem queimada e,

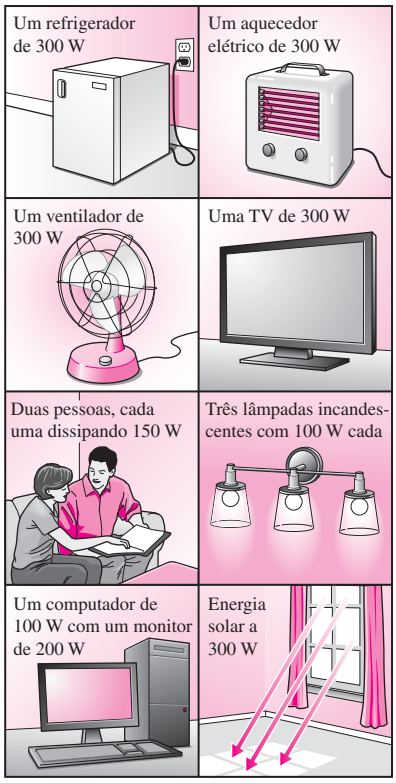

Um refrigerador de 300 W
Um aquecedor elétrico de 300 W
Um ventilador de 300 W
Uma TV de 300 W
Duas pessoas, cada uma dissipando 150 W
Três lâmpadas incandescentes com 100 W cada
Um computador de 100 W com um monitor de 200 W
Energia solar a 300 W

FIGURA 4–39 Alguns exemplos em que é transferida a uma sala a mesma quantidade de energia fornecida por um aquecedor elétrico de 300 W.

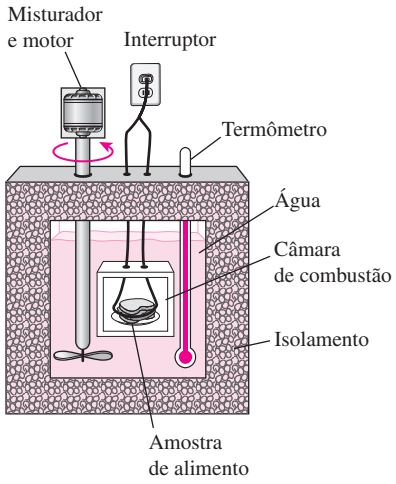
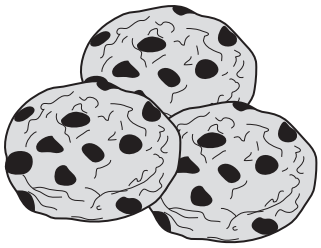


FIGURA 4–40 Esquema de uma bomba calorimétrica usada para determinar o conteúdo de energia de amostras de alimentos.



3 biscoitos (32 g)

Gordura: (8g)(9,3 Cal/g) = 74,4 Cal
Proteína: (2 g)(4,1 Cal/g) = 8,2 Cal
Carboidratos: (21 g)(4,1 Cal/g) = 86,1 Cal
Outros: (1 g)(0 Cal/g) = 0

TOTAL (para 32 g): 169 Cal

FIGURA 4–41 Avaliação do conteúdo calórico de uma porção de biscoitos com pedaços de chocolate (valores obtidos a partir dos biscoitos Chips Ahoy produzidos pela Nabisco®).

©Vol. 30/PhotoDisc/Getty RF.

assim, não tem valor energético). A maioria dos vegetais, frutas e carnes, por exemplo, é essencialmente água. O conteúdo médio de energia metabolizável dos três grupos básicos de alimentos é de 4,2 MJ/kg para carboidratos, 8,4 MJ/kg para proteínas e 33,1 MJ/kg para gorduras.

Observe que 1 kg de gordura natural contém quase oito vezes a energia metabolizável de1 kg de carboidratos naturais. Assim, uma pessoa que enche seu estômago com alimentos gordurosos está consumindo muito mais energia do que uma pessoa que enche seu estômago com carboidratos como pão ou arroz.

O conteúdo energético metabolizável dos alimentos geralmente é expresso pelos nutricionistas por *Calorias,* com letra maiúscula. Uma Caloria equivale a uma *quilocaloria* (1 kcal = 1.000 calorias), que é igual a 4,1868 kJ. Ou seja,

$$1\ \text{Cal (Caloria)} = 1.000\ \text{calorias} = 1\ \text{kcal (quilocaloria)} = 4{,}1868\ \text{kJ}$$

A notação de caloria geralmente causa confusão, pois nem sempre é seguida em tabelas ou artigos sobre nutrição. Quando o tópico for alimentação ou forma física, uma caloria geralmente significa uma quilocaloria, sendo ou não escrita com letra maiúscula.

As **necessidades calóricas diárias** das pessoas variam muito de acordo com idade, sexo, estado de saúde, nível de atividade, peso e composição corporal, além de outros fatores. Uma pessoa pequena precisa de menos calorias do que uma pessoa grande do mesmo sexo e idade. Um homem médio precisa de 2.400 a 2.700 Calorias por dia. As necessidades diárias de uma mulher média variam de 1.800 a 2.200 Calorias. As necessidades diárias de calorias estão em torno de 1.600 para a mulher sedentária e algumas mulheres adultas mais idosas; 2.000 para homens sedentários e a maioria dos homens adultos mais idosos; 2.200 para a maior parte das crianças, meninas adolescentes e mulheres ativas; 2.800 para meninos adolescentes, homens ativos e algumas mulheres muito ativas; e acima de 3.000 para homens muito ativos. O valor *médio* de ingestão de calorias geralmente é de 2.000 Calorias por dia. As necessidades diárias de calorias de uma pessoa podem ser determinadas pela multiplicação da massa corporal em libras (que é 2.205 vezes a massa corporal em kg) por 11 para uma pessoa sedentária, por 13 para uma pessoa moderadamente ativa, por 15 para um trabalhador braçal ou praticante de exercícios físicos moderados e por 18 para um trabalhador braçal ou praticante de exercícios físicos intensos. As calorias extras consumidas pelo corpo são geralmente armazenadas como gordura, o que serve como reserva de energia para uso quando a ingestão de calorias for menor do que a quantidade necessária.

Tal como as outras gorduras naturais, 1 kg de gordura corporal humana contém cerca de 33,1 MJ de energia metabolizável. Portanto, uma pessoa faminta (ingestão zero de energia), que use até 2.200 Calorias (9.211 kJ) por dia, pode suprir suas necessidades diárias de ingestão de energia queimando apenas 9.211/33.100 = 0,28 kg de gordura corporal. Portanto, não é surpreendente o fato de que pessoas possam sobreviver mais de cem dias sem comer. (Mas, elas ainda precisam beber água, para repor a água perdida pelos pulmões e pela pele, para evitar a desidratação que pode ocorrer em apenas alguns dias.) Embora o desejo de se livrar do excesso de gordura em um mundo de magros possa ser às vezes sufocante, dietas de fome não são recomendadas porque o corpo logo começa a consumir seus próprios tecidos musculares além da gordura. Uma dieta saudável deve incluir exercícios regulares e permitir a ingestão de uma quantidade razoável de calorias.

O conteúdo médio de energia metabolizável de vários alimentos e o consumo de energia durante diversas atividades são informados nas Tabs. 4–1 e 4–2.

TABELA 4–1

Conteúdo energético metabolizável aproximado de alguns alimentos comuns (1 Caloria = 4,1868 kJ = 3,968 Btu)

Alimento	Calorias	Alimento	Calorias	Alimento	Calorias
Maçã (uma, média)	70	Sanduíche de peixe	450	Leite (desnatado, 200 mL)	76
Batata assada (pura)	250	Batatas fritas (tamanho médio)	250	Leite (integral, 200 mL)	136
Batata assada com queijo	550	Hambúrguer	275	Pêssego (um, médio)	65
Pão (branco, uma fatia)	70	Cachorro-quente	300	Torta (uma fatia de 23 cm diâmetro)	300
Manteiga (uma colher de chá)	35	Sorvete (100 mL,10% de gordura)	110	Pizza (grande, de queijo, uma fatia)	350
Hambúrguer com queijo	325	Salada de alface com molho francês	150		
Barra de chocolate (20 g)	105				
Refrigerante (200 mL)	87				
Ovo (um)	80				

Considerando que não existem dois hambúrgueres iguais e que não há duas pessoas que caminhem exatamente da mesma maneira, esses valores são aproximados, como era esperado. Portanto, em outros livros ou revistas, você vai encontrar valores um pouco diferentes para os mesmos itens.

As taxas de consumo de energia durante algumas atividades listadas na Tab. 4–2 referem-se a um adulto de 68 kg. A energia consumida por adultos menores ou maiores pode ser determinada usando a proporcionalidade entre a taxa de metabolismo e o tamanho do corpo. Por exemplo, a taxa de consumo de energia de um ciclista de 68 kg está listada na Tab. 4–2, correspondendo a 639 Calorias/h. Então, a taxa de consumo de energia de um ciclista de 50 kg é

$$(50\text{ kg})\frac{639\text{ Cal/h}}{68\text{ kg}} = 470\text{ Cal/h}$$

Para uma pessoa de 100 kg, a taxa de consumo de energia seria 940 Cal/h.

A análise termodinâmica do corpo humano é mais complicada, pois envolve transferência de massa (durante a respiração, transpiração, etc.), além da transferência de energia. Como tal, ele deveria ser tratado como um sistema aberto. Contudo, a transferência de energia com a massa é difícil de quantificar. Portanto, o corpo humano geralmente é modelado como um sistema fechado em nome da simplicidade, tratando a energia transportada com a massa apenas como transferência de energia. Comer, por exemplo, é modelado como transferência de energia para o corpo humano na quantidade correspondente ao conteúdo energético metabolizável do alimento.

Dieta

A maioria das dietas se baseia na *contagem de calorias*, ou seja, no princípio de conservação da energia: uma pessoa que consome mais calorias do que seu corpo queima ganhará peso, enquanto uma pessoa que consome menos calorias do que seu corpo queima perderá peso. No entanto, pessoas que comem o que querem e sempre que querem sem ganhar qualquer peso são uma demonstração de que a técnica da contagem de calorias sozinha não funciona para as dietas. Obviamente, dietas significam mais do que simplesmente controlar as calorias. Deve-se observar que os termos *ganho de peso* e *perda de peso* são designações incorretas. Os termos corretos deveriam ser *ganho de massa* e *perda de massa*. Um homem que vai ao espaço perde praticamente todo o seu peso, mas nada de sua massa. Quando o tópico é alimentação e forma física, *peso* é entendido como *massa* e expresso em unidades de massa.

TABELA 4–2

Consumo de energia aproximado de um adulto de 68 kg durante algumas atividades (1 Caloria = 4,1868 kJ = 3,968 Btu)

Atividade	Calorias/h
Metabolismo basal	72
Basquete	550
Ciclismo (21 Km/h)	639
Esquiar (13 km/h)	936
Dirigir um carro	180
Comer	99
Dança rápida	600
Corrida rápida (13 km/h)	936
Corrida (8 km/h)	540
Natação (rápida)	860
Natação (lenta)	288
Tênis (avançado)	480
Tênis (iniciante)	288
Caminhada (7,2 km/h)	432
Assistir TV	72

Pesquisadores em nutrição propuseram diversas teorias sobre dietas. Uma dessas teorias sugere que algumas pessoas têm corpos "eficientes quanto aos alimentos". Essas pessoas precisam de menos calorias que outras para a mesma atividade, exatamente como um carro com consumo eficiente de combustível precisa de menos combustível para percorrer uma determinada distância. É interessante que queremos que nossos carros sejam eficientes no consumo de combustível, mas não queremos a mesma alta eficiência nos nossos corpos. Uma coisa que frustra as pessoas que fazem dietas é que o corpo interpreta a dieta como *inanição* e começa a usar as reservas de energia do corpo de maneira mais rigorosa. A mudança de uma dieta diária normal de 2.000 Calorias para uma dieta de 800 Calorias sem exercícios, como já se observou, diminui a taxa metabólica basal em 10 a 20%. Embora a taxa metabólica volte ao normal depois da interrupção da dieta, períodos longos de dietas de baixas calorias sem exercícios adequados resultam na perda considerável de tecido muscular junto com a gordura. Com menos tecido muscular para queimar calorias, a taxa metabólica do corpo diminui e fica abaixo do normal, mesmo depois que a pessoa volta a comer normalmente. Como resultado, a pessoa recupera o peso que havia perdido na forma de gordura e a adiciona mais. A taxa metabólica basal permanece aproximadamente a mesma nas pessoas que fazem exercícios durante a dieta.

Exercícios regulares moderados fazem parte de qualquer programa saudável de dieta por uma boa razão: eles produzem ou preservam o tecido muscular, que queima calorias mais rapidamente do que o tecido gorduroso. É interessante que os exercícios aeróbicos continuam queimando calorias por várias horas após a sua realização, elevando consideravelmente a taxa metabólica global.

Uma outra teoria sugere que as pessoas com *excesso de células de gordura* desenvolvidas na infância ou adolescência têm muito mais probabilidade de ganhar peso. Algumas pessoas acreditam que o conteúdo de gordura do corpo é controlado pelo estabelecimento de um mecanismo de "controle da gordura", parecido com a maneira como a temperatura de uma casa é controlada pela regulagem do termostato.

Algumas pessoas simplesmente culpam os *genes* pelos problemas de peso. Sem dúvida, considerando que 80% das crianças de pais acima do peso também estão acima do peso, a hereditariedade pode ter um papel importante na maneira como um corpo armazena gordura. Pesquisadores da University of Washington e da Rockefeller University identificaram um gene, chamado RIIbeta, que parece controlar a taxa de metabolismo. O corpo tenta manter a gordura corporal em um determinado nível, chamado **ponto de ajuste**, que difere de pessoa para pessoa (Fig. 4–42). Isso é feito pela *aceleração* do metabolismo, ou seja, pela queima de calorias extras muito mais rápido quando uma pessoa tende a ganhar peso, e pela *desaceleração* do metabolismo, ou seja, pela queima de calorias a uma taxa mais lenta quando uma pessoa tende a perder peso. Portanto, uma pessoa que acaba de ficar magra queima menos calorias do que a pessoa do mesmo tamanho que sempre foi magra. Nem mesmo exercícios físicos parecem mudar isso. Então, para não ganhar peso, a nova pessoa magra não deve consumir mais calorias do que pode queimar. Observe que, nas pessoas com altas taxas metabólicas, o corpo dissipa as calorias extras como calor corporal em vez de armazená-las como gordura e, assim, não violam o princípio de conservação de energia.

Em algumas pessoas, acredita-se que uma *falha genética* seja responsável pelas taxas extremamente baixas de metabolismo. Vários estudos concluíram que, para essas pessoas, perder peso é quase impossível. Ou seja, a obesidade é um fenômeno biológico. Entretanto, mesmo essas pessoas só ganharão peso

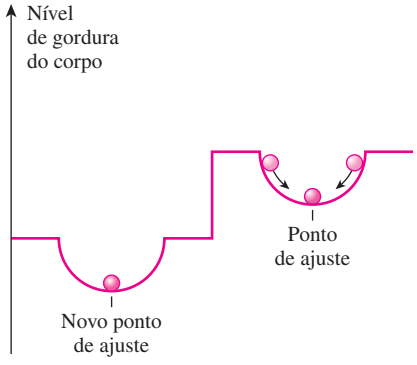


FIGURA 4–42 O corpo tende a manter o nível de gordura corporal em um *ponto determinado*, acelerando o metabolismo quando a pessoa come demais e desacelerando o metabolismo quando a pessoa jejua.

se comerem mais do que seu corpo pode queimar. Elas apenas precisam aprender a se contentar com pouco alimento para permanecerem magras e esquecer para sempre a vida de "alimentação normal". Para a maioria das pessoas, a genética determina uma faixa de peso normal. Uma pessoa pode se situar no ponto mínimo ou máximo dessa faixa, dependendo dos hábitos alimentares e exercícios. Isto também explica por que alguns gêmeos geneticamente idênticos não são tão idênticos quando se trata de peso corporal. Acredita-se também que o *desequilíbrio hormonal* cause ganho ou perda excessiva de peso.

Com base em sua experiência, o primeiro autor deste livro desenvolveu uma dieta chamada *"dieta do bom senso"*. Ela consiste em duas regras simples: coma *o que* quiser *sempre* que quiser *na quantidade* que quiser desde que (1) você só coma se estiver com fome e (2) você pare de comer antes de se sentir empanturrado. Em outras palavras, *ouça o seu corpo e não imponha nada a ele*. Não espere ver essa dieta não científica divulgada em toda parte, pois ela não vende nada e, portanto, não faz ninguém ganhar dinheiro. Além disso, ela não é tão fácil como parece, pois a alimentação está no centro da maioria das atividades de lazer da vida social; comer e beber tornaram-se sinônimos de bons momentos. Contudo, é confortável saber que o corpo humano perdoa imposições ocasionais.

Estar *acima do peso* está associado a uma longa lista de riscos à saúde, de pressão arterial alta a algumas formas de câncer, especialmente para as pessoas que têm problemas de saúde relacionados ao peso, como diabetes, hipertensão e cardiopatia. Portanto, as pessoas costumam se perguntar se seu peso está no nível adequado. A resposta a essa pergunta não é definitiva, mas, se você não consegue ver seus dedos dos pés ou tem excesso de "pneus" na região da cintura, não é necessário que um especialista lhe diga que você passou do limite. Há também pessoas tão obcecadas com essa questão tentam perder mais peso mesmo quando já estão abaixo do seu nível. Por isso, é útil ter um critério científico para determinar a forma física. A faixa de peso saudável para adultos geralmente é expressa em termos de **índice de massa corporal** (IMC), definido em unidades no SI, como

$$\text{IMC} = \frac{W\,(\text{kg})}{H^2(\text{m}^2)} \quad \text{com} \quad \begin{array}{rl} \text{IMC} < 19 & \text{abaixo do peso} \\ 19 \le \text{IMC} \le 25 & \text{peso saudável} \\ \text{IMC} > 25 & \text{acima do peso} \end{array} \qquad \textbf{(4–39)}$$

onde W é o peso (na verdade, a massa) da pessoa em kg e H é a altura em m. Portanto, um IMC de 25 é o limite máximo do peso saudável e uma pessoa com IMC de 27 está 8% acima do peso. A faixa adequada de peso para adultos de diversas alturas é dada na Tab. 4–3 em unidades no SI e inglesas.

TABELA 4–3

Faixa de peso saudável para adultos de várias alturas (Fonte: National Institute of Health, Estados Unidos)

Unidades inglesas		*Sistema internacional de unidades*	
Altura pol	**Peso saudável lbm***	**Altura m**	**Peso saudável kg***
58	91–119	1,45	40–53
60	97–127	1,50	43–56
62	103–136	1,55	46–60
64	111–146	1,60	49–64
66	118–156	1,65	52–68
68	125–165	1,70	55–72
70	133–175	1,75	58–77
72	140–185	1,80	62–81
74	148–195	1,85	65–86
76	156–205	1,90	69–90

* Os limites máximo e mínimo da faixa saudável correspondem aos índices de massa corporal de 19 e 25, respectivamente.

EXEMPLO 4–14 Queimando as calorias do almoço

Um homem de 90 kg comeu dois hambúrgueres, uma porção normal de batatas fritas e bebeu um refrigerante de 200 mL no almoço (Fig. 4–43). Determine quanto tempo ele levará para queimar as calorias do almoço (*a*) assistindo TV e (*b*) nadando rapidamente. Qual seria sua resposta para um homem de 45 kg?

SOLUÇÃO Um homem almoçou em um restaurante. Deve ser determinado o tempo que ele levará para queimar as calorias do almoço assistindo TV e nadando rapidamente.

Hipótese Os valores das Tabs. 4–1 e 4–2 são aplicáveis para alimentos e exercícios.

(*continua*)

FIGURA 4–43 Almoço típico discutido no Exemplo 4–14.

© Vol. 30/PhotoDisc/Getty RF.

(*continuação*)

Análise (*a*) Consideramos o corpo humano como nosso *sistema* e o tratamos como um *sistema fechado* cujo conteúdo de energia permanece inalterado durante o processo. O princípio de conservação da energia exige que a entrada de energia no corpo seja igual à saída de energia. A entrada líquida de energia, neste caso, é o conteúdo de energia metabolizável do alimento ingerido. Ela é determinada pela Tab. 4–1 como

$$\begin{aligned} E_{\text{ent}} &= 2 \times E_{\text{hambúrguer}} + E_{\text{fritas}} + E_{\text{refrigerante}} \\ &= 2 \times 275 + 250 + 87 \\ &= 887 \text{ Cal} \end{aligned}$$

A taxa de saída de energia de um homem de 68 kg assistindo TV é dada na Tab. 4–2, e corresponde a 72 Calorias/h. Para um homem de 90 kg ela é de

$$E_{\text{sai}} = (90 \text{ kg}) \frac{72 \text{ Cal/h}}{68 \text{ kg}} = 95{,}3 \text{ Cal/h}$$

Portanto, levará

$$\Delta t = \frac{887 \text{ Cal}}{95{,}3 \text{ Cal/h}} = \mathbf{9{,}3 \text{ h}}$$

para queimar as calorias do almoço assistindo TV.
(*b*) De maneira similar, pode-se mostrar que são necessários apenas **47 min** para queimar as calorias do almoço nadando rapidamente.

Discussão Um homem de 45 kg tem metade do tamanho de um homem de 90 kg. Portanto, gastar a mesma quantidade de energia leva duas vezes mais tempo em cada caso: **18,6 h** assistindo TV e **94 min** nadando rapidamente.

EXEMPLO 4–15 Perdendo peso com o consumo de batatas fritas sem gordura

A gordura falsa olestra passa pelo corpo sem ser digerida e, assim, adiciona zero caloria à dieta. Embora os alimentos cozidos com olestra tenham um bom sabor, eles podem causar desconforto abdominal, e os efeitos a longo prazo são desconhecidos. Uma porção de 28,3 g de batatas fritas normais tem 10 g de gordura e 150 Calorias, enquanto a mesma quantidade de batata frita "sem gordura" preparada em olestra tem apenas 75 Calorias. Imagine que uma pessoa coma 28,3 g de batatas fritas normais todo dia no almoço, sem ganhar nem perder peso. Determine quanto peso essa pessoa perderá em um ano se passar a comer batatas fritas sem gordura (Fig. 4–44).

FIGURA 4–44 Esquema para o Exemplo 4–15.

SOLUÇÃO Uma pessoa deixa de comer batatas fritas normais e passa a comer batatas fritas "sem gordura". Determine o peso que a pessoa perderia em um ano.

Hipótese A prática de exercícios e outros hábitos alimentares continua a mesma.

Análise A pessoa que passa a comer batatas fritas sem gordura consome 75 Calorias a menos por dia. Assim, a redução anual em calorias consumidas resulta

$$E_{\text{reduzida}} = (75 \text{ Cal/dia})(365 \text{ dia/ano}) = 27.375 \text{ Cal/ano}$$

O conteúdo de energia metabolizável de 1 kg de gordura corporal é 33.100 kJ. Portanto, considerando que o déficit na ingestão de calorias é compensado pela queima de gordura corporal, a pessoa que passa a comer batata fritas sem gordura perderá

$$m_{\text{gordura}} = \frac{E_{\text{reduzida}}}{\text{Conteúdo energético da gordura}} = \frac{27.375 \text{ Cal}}{33.100 \text{ kJ/kg}} \left(\frac{4{,}1868 \text{ kJ}}{1 \text{ Cal}} \right) = \mathbf{3{,}46 \text{ kg}}$$

(cerca de 7,6 libras) de gordura corporal no ano.

RESUMO

Trabalho é a energia transferida quando uma força age sobre um sistema ao longo de uma distância. A forma mais comum de trabalho mecânico é o *trabalho de fronteira,* que é o trabalho associado à expansão e compressão de substâncias. Em um diagrama *P-V*, a área sob a curva do processo representa o trabalho de fronteira para um processo de quase-equilíbrio. Várias formas de trabalho de fronteira são expressas desta maneira:

(1) Geral

$$W_f = \int_1^2 P\, dV$$

(2) Processo isobárico

$$W_f = P_0(V_2 - V_1) \qquad (P_1 = P_2 = P_0 = \text{constante})$$

(3) Processo politrópico

$$W_f = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} \quad (n \neq 1) \qquad (PV^n = \text{constante})$$

(4) Processo isotérmico de um gás ideal

$$W_f = P_1V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = mRT_0 \ln \frac{V_2}{V_1} \qquad (PV = mRT_0 = \text{constante})$$

A primeira lei da termodinâmica é essencialmente uma expressão do princípio de conservação da energia. O balanço de energia de *qualquer sistema* que passe por *qualquer processo* pode ser expresso por

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida por}\\ \text{calor, trabalho e fluxo de massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Ele também pode ser expresso na *forma de taxa* por

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e fluxo de massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Considerando a transferência de calor *para* o sistema e o trabalho realizado *pelo* sistema como quantidades positivas, o balanço de energia de um sistema fechado pode ser expresso por

$$Q - W = \Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP}$$

onde

$$W = W_{\text{outro}} + W_f$$
$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta\text{EC} = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta\text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Para um *processo a pressão constante*, $W_f + \Delta U = \Delta H$. Assim,

$$Q - W_{\text{outro}} = \Delta H + \Delta\text{EC} + \Delta\text{PE}$$

Note que a relação anterior é limitada para processos a pressão constante de sistemas fechados, e NÃO é válida para processos durante os quais a pressão varia.

A quantidade de energia necessária para elevar em um grau a temperatura de uma massa unitária de uma substância é chamada de *calor específico ao volume constante* c_v para um processo a volume constante e *calor específico à pressão constante* c_p para um processo a pressão constante. Eles são definidos

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \quad \text{e} \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Nos gases ideais, u, h, c_v e c_p são funções apenas da temperatura. As variações Δu e Δh dos gases ideais são expressos por

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\, dT \cong c_{v,\,\text{med}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\, dT \cong c_{p,\,\text{med}}(T_2 - T_1)$$

Para os gases ideais, c_v e c_p estão relacionados por

$$c_p = c_v + R$$

onde R é a constante do gás. A *razão dos calores específicos* k é definida por

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Para *substâncias incompressíveis* (líquidos e sólidos), os calores específicos a pressão constante e a volume constante são idênticos e denotados por c:

$$c_p = c_v = c$$

As variações Δu e Δh das substâncias incompressíveis são dadas por

$$\Delta u = \int_1^2 c(T)\, dT \cong c_{\text{med}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = \Delta u + v\Delta P$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. ASHRAE *Handbook of Fundamentals*. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE *Handbook of Refrigertion*. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.

PROBLEMAS*

Trabalho de fronteira móvel

4–1C O trabalho de fronteira associado a sistemas de volume constante é sempre zero?

4–2C Um gás ideal em um dado estado se expande até um determinado volume final, primeiramente a uma pressão constante e depois a uma temperatura constante. Em qual caso o trabalho realizado é maior?

4–3 Demonstre que 1 kPa·m^3 = 1 kJ.

4–4 O volume de 1 kg de hélio em um arranjo pistão-cilindro é de 7 m^3 inicialmente. O hélio começa então a ser comprimido até o volume de 3 m^3, enquanto sua pressão é mantida constante a 150 kPa. Determine a temperatura inicial e final do hélio, assim como o trabalho necessário para comprimi-lo, em kJ.

4–5E Calcule o trabalho total, em Btu, para o processo 1–3 mostrado na Fig. P4–5E.

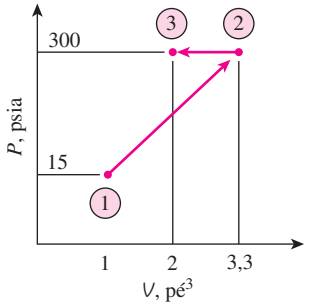


FIGURA P4–5E

4–6 Calcule o trabalho total (em kJ) produzido pelo processo isotérmico da Fig. P4–6, considerando que o sistema é composto de 3 kg de oxigênio.

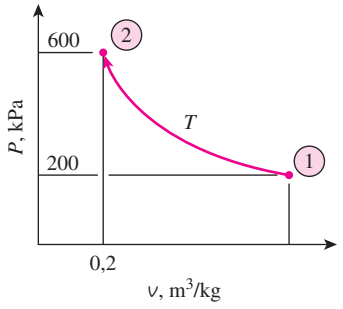


FIGURA P4–6

4–7 Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém 0,07 m^3 de gás nitrogênio a 130 kPa e 120 °C. O nitrogênio então se expande politropicamente para um estado de 100 kPa e 100 °C. Determine o trabalho de fronteira realizado durante esse processo.

4–8 Um arranjo pistão-cilindro com batentes contém inicialmente 0,3 kg de vapor de água a 1,0 MPa e 400 °C. A localização dos batentes corresponde a 60% do volume inicial. Nessas condições, começa-se a resfriar o vapor. Determine o trabalho de compressão caso o estado final seja (*a*) 1,0 MPa e 250 °C e (*b*) 500 kPa. (*c*) Determine também a temperatura no estado final na parte (*b*).

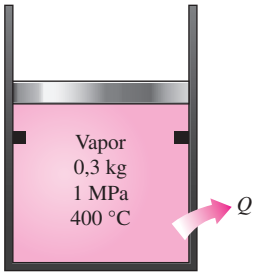


FIGURA P4–8

4–9 Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém 0,07 m^3 de gás nitrogênio a 130 kPa e 180 °C. O nitrogênio então se expande, de maneira politrópica, até uma pressão de 80 kPa com um expoente politrópico cujo valor é igual à razão entre os calores específicos (a chamada *expansão isentrópica*). Determine a temperatura final e o trabalho de fronteira realizado durante esse processo.

4–10 Uma massa de 5 kg de vapor de água saturado a 300 kPa é aquecida a uma pressão constante até que a temperatura atinja 200 °C. Calcule o trabalho realizado pelo vapor durante esse processo.
Resposta: 165,9 kJ

4–11 Um arranjo pistão-cilindro que não sofre atrito inicialmente contém 50 L de refrigerante-134a líquido saturado. O pistão está livre para se mover e sua massa é tal que mantém uma pressão de 500 kPa sobre o refrigerante. O refrigerante é então aquecido até que sua temperatura atinja 70 °C. Calcule o trabalho realizado durante esse processo.
Resposta: 1.600 kJ

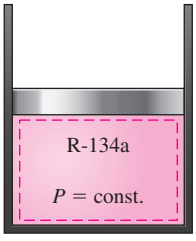


FIGURA P4–11

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

4–12 Reconsidere o Prob. 4–11. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão sobre o trabalho. Varie a pressão de 200 kPa a 1.200 kPa. Trace um gráfico do trabalho realizado *versus* a pressão e discuta os resultados. Explique por que a curva não é linear. Trace também o processo descrito no Prob. 4–11 em um diagrama *P*-*v*.

4–13 Um volume de 1 m^3 de água líquida saturada a 200 °C é expandido isotermicamente em um sistema fechado até que seu título seja 80%. Determine o trabalho total produzido por essa expansão, em kJ.

4–14 Uma massa de 2,4 kg de ar a 150 kPa e 12 °C está contida em um arranjo pistão-cilindro bem vedado, que não sofre atrito. O ar é então comprimido até a pressão final de 600 kPa. Durante esse processo, calor é transferido do ar para o ambiente externo de maneira que a temperatura dentro do cilindro permanece constante. Calcule o trabalho realizado sobre o ar nesse processo.

Resposta: 272 kJ

4–15 Determine o trabalho de fronteira realizado por um gás durante um processo de expansão, considerando que os valores da pressão e do volume em vários estados são medidos como 300 kPa, 1 L; 290 kPa, 1,1 L; 270 kPa, 1,2 L; 250 kPa, 1,4 L; 220 kPa, 1,7 L e 200 kPa, 2 L.

4–16 Durante alguns processos reais de expansão e compressão em arranjos pistão-cilindro, observou-se que os gases obedecem à relação $PV^n = C$, onde n e C são constantes. Calcule o trabalho realizado considerando um gás que se expande de 350 kPa e 0,03 m^3 para um volume final de 0,2 m^3, com $n = 1{,}5$.

4–17 Reconsidere o Prob. 4–16. Usando o EES (ou outro programa), trace um gráfico do processo descrito no problema em um diagrama *P*-*V* e investigue o efeito do expoente politrópico n no trabalho de fronteira. Faça o expoente politrópico variar entre 1,1 e 1,6. Trace um gráfico do trabalho de fronteira *versus* o expoente politrópico e discuta os resultados.

4–18 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito contém 2 kg de nitrogênio a 100 kPa e 300 K. O nitrogênio é então comprimido lentamente de acordo com a relação $PV^{1,4}$ = constante até atingir uma temperatura final de 360 K. Calcule a entrada de trabalho durante esse processo.

Resposta: 89 kJ

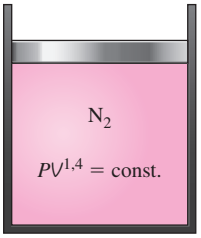


FIGURA P4–18

4–19 A equação de estado de um gás é dada por $\bar{v}(P + 10/\bar{v}^2) = R_u T$, onde as unidades de $\bar{v}$ e P são m^3/kmol e kPa, respectivamente. Uma quantidade de 0,2 kmol desse gás é expandida em um processo de quase-equilíbrio de 2 para 4 m^3 a uma temperatura constante de 350 K. Determine (*a*) a unidade da grandeza 10 na equação e (*b*) o trabalho realizado durante esse processo de expansão isotérmica.

4–20 Reconsidere o Prob. 4–19. Usando o recurso de integração do EES, calcule o trabalho realizado e compare-o com o resultado do cálculo manual do Prob. 4–19. Trace o processo descrito no problema em um diagrama *P*-*v*.

4–21 Uma certa quantidade de dióxido de carbono contida em um arranjo pistão-cilindro é comprimida de 0,3 para 0,1 m^3. Durante o processo, a pressão e o volume são relacionados por $P = aV^{-2}$, onde $a = 8$ kPa·m^6. Calcule o trabalho realizado sobre o dióxido de carbono durante esse processo.

Resposta: 53,3 kJ

4–22E Durante um processo de expansão, a pressão de um gás muda de 15 para 100 psia de acordo com a relação $P = aV + b$, onde $a = 5$ psia/pé^3 e b é uma constante. Considerando que o volume inicial do gás é 7 pés^3, calcule o trabalho realizado durante o processo.

Resposta: 181 Btu

4–23 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,25 kg de gás nitrogênio, inicialmente a 130 kPa e 180 °C. O nitrogênio é então expandido isotermicamente até uma pressão de 80 kPa. Determine o trabalho de fronteira realizado durante esse processo.

Resposta: 16,3 kJ

FIGURA P4–23

4–24 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,15 kg de ar, inicialmente a 2 MPa e 350 °C. O ar é então expandido isotermicamente para 500 kPa, depois comprimido politropicamente com um expoente politrópico de 1,2 até a pressão inicial e, finalmente, comprimido a uma pressão constante até o estado inicial. Determine o trabalho de fronteira em cada processo e o trabalho líquido do ciclo.

4–25 Um quilo de água, inicialmente a 90 °C com um título de 10%, ocupa um arranjo pistão-cilindro com mola, como mostra a Fig. P4–25. Esse dispositivo é então aquecido até que a pressão

atinja 800 kPa e a temperatura seja de 250 °C. Determine o trabalho total produzido durante este processo, em kJ.

Resposta: 24,5 kJ

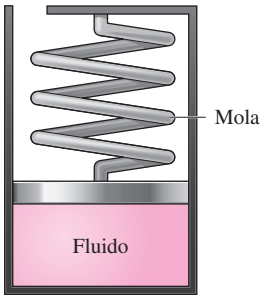


FIGURA P4–25

4–26 Um arranjo pistão-cilindro com mola contém 1,5 kg de água, inicialmente a 1 MPa e título de 30%. Esse dispositivo é então resfriado até o estado de líquido saturado a 100 °C. Calcule o trabalho total produzido durante esse processo, em kJ.

4–27 Um gás ideal passa por dois processos em um arranjo pistão-cilindro, da seguinte maneira:

1–2 Compressão politrópica de T_1 e P_1 com o expoente politrópico n e razão de compressão de $r = V_1/V_2$.

2–3 Expansão a uma pressão constante a $P_3 = P_2$ até $V_3 = V_1$.

(*a*) Esboce o processo em um único diagrama *P*-*V*.

(*b*) Obtenha uma expressão para a razão do trabalho de compressão-expansão como uma função de n e r.

(*c*) Encontre o valor dessa razão para valores de $n = 1{,}4$ e $r = 6$.

Respostas: (*b*) $\frac{1}{n-1}\left(\frac{1-r^{1-n}}{r-1}\right)$; (*c*) 0,256

Balanço de energia em sistemas fechados

4–28E Complete a tabela seguinte com base no princípio da conservação de energia para um sistema fechado.

Q_{ent} Btu	W_{sai} Btu	E_1 Btu	E_2 Btu	m lbm	$e_2 - e_1$ Btu/lbm
350	—	1.020	860	3	—
350	130	550	—	5	—
—	260	600	—	2	150
−500	—	1.400	900	7	—
—	−50	1.000	—	3	−200

4–29E Um sistema fechado, como mostra a Fig. P4–29E, é operado de maneira adiabática. Primeiro, 15.000 lbf·pé de trabalho são realizados pelo sistema. Em seguida, um agitador aplica trabalho ao dispositivo para aumentar a energia interna do fluido em 10,28 Btu. Calcule o aumento líquido da energia interna desse sistema.

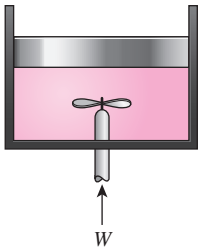


FIGURA P4–29E

4–30E Um sistema fechado passa por um processo em que não há mudança na energia interna. Durante esse processo, o sistema produz $1{,}1 \times 10^6$ lbf·pé de trabalho. Calcule a transferência de calor para esse processo, em Btu.

4–31 Um recipiente rígido equipado com um agitador contém 1,5 kg de óleo de motor. Determine a taxa de aumento da energia específica, considerando que o calor é transferido para o óleo a uma taxa de 1 W e 1,5 W de potência é aplicado ao dispositivo de agitação.

4–32 Um tanque rígido bem isolado contém 2 kg de uma mistura saturada de líquido e vapor de água a 150 kPa. Inicialmente, verifica-se que 3/4 da massa estão na fase líquida. Um resistor elétrico colocado no tanque é conectado a uma fonte de 110 V, e uma corrente de 8 A flui pelo resistor quando o interruptor é ligado. Determine quanto tempo levará para evaporar todo o líquido do tanque. Mostre também o processo em um diagrama *T*–*v* que inclua as linhas de saturação.

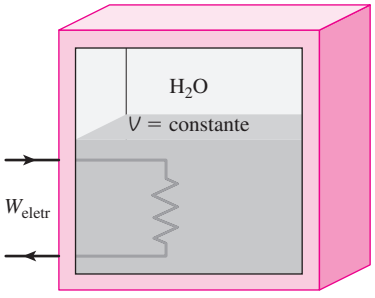


FIGURA P4–32

4–33 Reconsidere o Prob. 4–32. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da massa inicial de água sobre o tempo necessário para a completa evaporação do líquido. Varie a massa inicial entre 1 e 10 kg. Trace uma curva para o tempo de evaporação em função da massa inicial e discuta os resultados.

4–34 Uma certa quantidade de vapor de água saturado a 200 °C é condensada isotermicamente para líquido saturado em um arranjo pistão-cilindro. Calcule a transferência de calor e o trabalho realizado durante esse processo, em kJ/kg.

Respostas: 1.940 kJ/kg; 196 kJ/kg

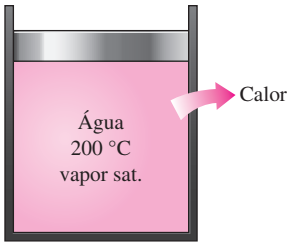


FIGURA P4–34

4–35 Um vaso rígido de 10 L inicialmente contém uma mistura de líquido e vapor de água a 100 °C com título de 12,3%. A mistura é então aquecida até que sua temperatura seja de 150 °C. Calcule a transferência de calor necessária para este processo.
Resposta: 46,9 kJ

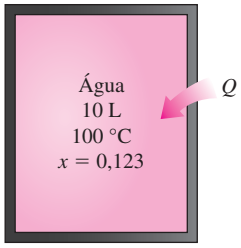


FIGURA P4–35

4–36 Uma determinada massa de vapor de água a 300 kPa é resfriada isotermicamente até que ela seja um líquido saturado. Calcule a quantidade de calor rejeitado durante esse processo, em kJ/kg.

4–37 Uma determinada quantidade de vapor de água, saturado em um sistema fechado, é condensada por resfriamento a uma pressão constante até se tornar líquido saturado a 40 kPa. Determine o calor transferido e o trabalho realizado durante esse processo, em kJ/kg.

4–38 Um arranjo pistão-cilindro isolado contém 5 L de água líquida saturada à pressão constante de 175 kPa. A água é agitada por uma roda de pás enquanto uma corrente de 8 A flui por 45 min por um resistor colocado na água. Considerando que metade do líquido evapora durante esse processo a uma pressão constante e o trabalho da roda de pás é de 400 kJ, determine a tensão da fonte. Mostre também o processo em um diagrama *P*–*v* que inclua as linhas de saturação. *Resposta:* 224 V

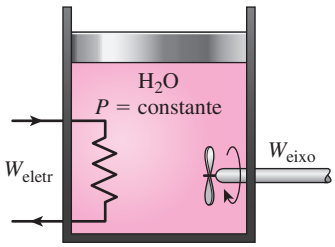


FIGURA P4–38

4–39 Um arranjo pistão-cilindro contém vapor de água inicialmente a 200 kPa, 200 °C e 0,4 m³. Nesse estado, uma mola linear ($F \propto x$) está tocando o pistão, mas sem exercer qualquer força sobre ele. Calor é então transferido lentamente para o vapor, fazendo com que a pressão e o volume sejam elevados para 250 kPa e 0,6 m³, respectivamente. Mostre o processo em um diagrama *P*-*v* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a temperatura final, (*b*) o trabalho realizado pelo vapor e (*c*) o calor total transferido.

Respostas: (*a*) 606 °C; (*b*) 45 kJ; (*c*) 288 kJ

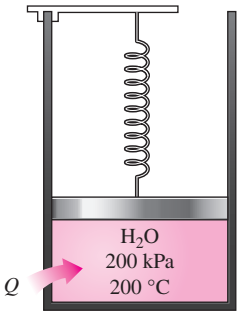


FIGURA P4–39

4–40 Reconsidere o Prob. 4–39. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura inicial do vapor sobre a temperatura final, o trabalho realizado e o calor total transferido. Varie a temperatura inicial de 150 °C a 250 °C. Trace gráficos dos resultados finais *versus* a temperatura inicial e discuta os resultados.

4–41 Um radiador elétrico de 30 L contendo óleo de aquecimento é colocado em uma sala de 50 m³. Tanto a sala como o óleo do radiador estão inicialmente a 10 °C. O radiador – cuja capacidade nominal equivale a 1,8 kW – é então ligado. Ao mesmo tempo, calor é perdido pela sala a uma taxa média de 0,35 kJ/s. Depois de algum tempo, as temperaturas médias são medidas, indicando 20 °C para o ar da sala e 50 °C para o óleo do radiador. Considerando que a densidade e o calor específico do óleo correspondem a 950 kg/m³ e 2,2 kJ/kg·°C, respectivamente, determine por quanto tempo o aquecedor foi mantido ligado. Considere que a sala é bem vedada e, portanto, não houve vazamento de ar.

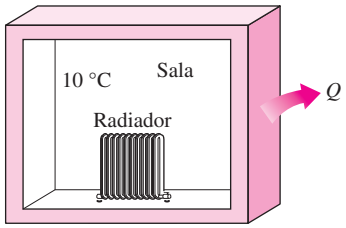


FIGURA P4–41

4–42 Vapor a 75 kPa e 8% de título está contido em um arranjo pistão-cilindro com mola, como mostra a Fig. P4–42, com um volume inicial de 2 m^3. O vapor é então aquecido até que seu volume seja de 5 m^3 e sua pressão seja de 225 kPa. Determine o calor transferido e o trabalho produzido pelo vapor durante esse processo.

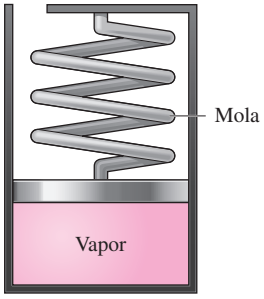


FIGURA P4–42

4–43 Uma certa quantidade de refrigerante-134a a 600 kPa e 150 °C está contida em um arranjo pistão-cilindro com mola a um volume inicial de 0,3 m^3. O refrigerante é então resfriado até a temperatura de –30 °C e volume de 0,1 m^3. Determine o calor transferido e o trabalho produzido pelo refrigerante durante esse processo.

Respostas: 1.849 kJ de saída de calor; 68,4 kJ de trabalho fornecido

4–44E Uma certa massa de vapor saturado de R-134a a 100 °F é condensada a uma pressão constante até se tornar líquido saturado em um sistema fechado pistão-cilindro. Calcule a transferência de calor e o trabalho realizado durante esse processo, em Btu/lbm.

4–45 Uma massa de 0,8 kg de líquido saturado de R-134a com temperatura inicial de −5 °C está contida em um arranjo pistão-cilindro bem isolado. Esse arranjo contém uma resistência elétrica, como mostra a Fig. P4–45, no qual 10 volts são aplicados fazendo uma corrente de 2 ampères fluir pela resistência. Determine a temperatura final e o tempo necessário para que o refrigerante seja convertido em vapor saturado.

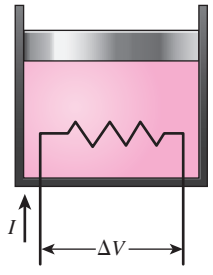


FIGURA P4–45

4–46 Dois tanques (tanque A e tanque B) são separados por uma partição. Inicialmente, o tanque A contém 2 kg de vapor a 1 MPa e 300 °C, enquanto o tanque B contém 3 kg de uma mistura saturada de líquido e vapor com a fração em massa de vapor igual a 50%. A partição é então removida e os dois lados se misturam até que seja estabelecido o equilíbrio mecânico e térmico. Considerando que a pressão no estado final é de 300 kPa, determine (*a*) a temperatura e o título do vapor (se houver mistura) no estado final e (*b*) a perda de calor dos tanques.

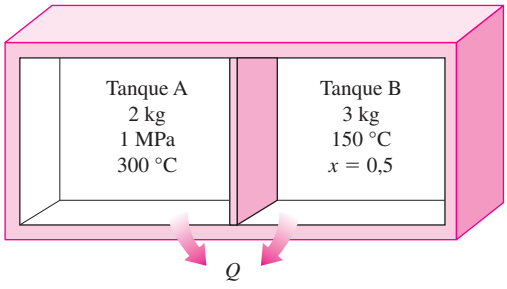


FIGURA P4–46

Calores específicos, Δu e Δh dos gases ideais

4–47C Na relação $\Delta u = mc_v\Delta T$, qual é a unidade correta de c_v – kJ/kg· °C ou kJ/kg·K?

4–48C A equação $\Delta u = mc_{v,\text{med}}\Delta T$ restringe-se aos processos a volume constante ou pode ser aplicada a qualquer tipo de processo de um gás ideal?

4–49C A equação $\Delta h = mc_{p,\text{med}}\Delta T$ restringe-se aos processos a pressão constante ou pode ser aplicada a qualquer tipo de processo de um gás ideal?

4–50C A energia necessária para aquecer ar de 295 até 305 K é a mesma necessária para aquecê-lo de 345 até 355 K? Considere que a pressão permanece constante em ambos os casos.

4–51C Uma determinada massa de um gás ideal é aquecida de 50 a 80 °C a pressões constantes de (*a*) 1 atm e (*b*) 3 atm. Em qual caso a energia necessária será maior? Por quê?

4–52C Uma determinada massa de um gás ideal é aquecida de 50 a 80 °C a volumes constantes de (*a*) 1 m^3 e (*b*) 3 m^3. Em qual caso a energia necessária será maior? Por quê?

4–53C Quando submetidos a uma dada variação de temperatura, qual dos dois gases – ar ou oxigênio – experimenta maior variação na sua (*a*) entalpia *h* e (*b*) energia interna *u*?

4–54 Mostre que, para um gás ideal, $\overline{c}_p = \overline{c}_v + R_u$.

4–55 Qual é a variação na entalpia do oxigênio (em kJ/kg) quando sua temperatura varia de 150 a 200 °C? Há diferença se a temperatura fosse variada de 0 a 50 °C? A pressão no início e no final desse processo tem algum efeito sobre a variação de entalpia?

4–56E Ar é comprimido de 20 psia e 70 °F para 150 psia em um compressor. O compressor é operado de forma que a temperatura do ar permaneça constante. Calcule a variação do volume específico do ar no momento em que ele passa por esse compressor.

4–57 A temperatura de 2 kg de neon é aumentada de 20 para 180 °C. Calcule a variação na energia interna total do neon, em kJ. Haveria alguma diferença na variação da energia interna caso o neon fosse substituído pelo argônio?

4–58 Calcule a variação na entalpia do argônio, em kJ/kg, quando resfriado de 100 para 25 °C. Se o neon tivesse passado por essa mesma mudança de temperatura, a variação da entalpia teria sido diferente?

4–59E Determine a variação da entalpia Δh do oxigênio, em Btu/lbm, quando ele é aquecido de 800 para 1.500 R, usando (*a*) a equação empírica para o calor específico em função da temperatura (Tab. A–2E*c*), (*b*) o valor de c_p a uma temperatura média (Tab. A–2E*b*), e (*c*) o valor de c_p à temperatura ambiente (Tab. A–2E*a*).

Respostas: (*a*) 170,1 Btu/lbm; (*b*) 178,5 Btu/lbm; (*c*) 153,3 Btu/lbm

4–60 Determine a variação da energia interna Δu do hidrogênio, em kJ/kg, quando ele é aquecido de 200 para 800 K, usando (*a*) a equação empírica do calor específico em função da temperatura (Tab. A–2*c*), (*b*) o valor de c_v a uma temperatura média (Tab. A–2*b*) e (*c*) o valor de c_v à temperatura ambiente (Tab. A–2*a*).

4–61E Um volume de 1 pé^3 de ar está contido em um dispositivo pistão-cilindro com mola, como mostra a Fig. P4–61E. A constante da mola é 5 lbf/pol e o diâmetro do pistão é 10 pol. Quando nenhuma força é exercida pela mola sobre o pistão, o estado do ar é 250 psia e 460 °F. Esse dispositivo é então resfriado até que o volume seja metade do volume inicial. Determine a variação na energia interna específica e a entalpia do ar.

Respostas: 78,9 Btu/lbm; 111 Btu/lbm.

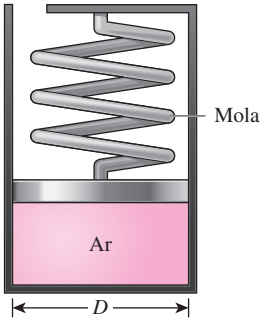


FIGURA P4–61E

Balanço de energia em sistemas fechados: gases ideais

4–62C É possível comprimir um gás ideal de maneira isotérmica em um arranjo pistão-cilindro adiabático? Explique.

4–63 Uma massa de 1 kg de oxigênio é aquecida de 20 para 120 °C. Determine a quantidade de transferência de calor necessária quando isso é realizado durante um (*a*) processo a volume constante e (*b*) processo isobárico.

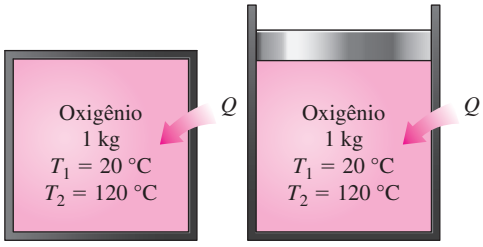


FIGURA P4–63

4–64E Um tanque rígido contém 20 lbm de ar a 50 psia e 80 °F. O ar é então aquecido até que sua pressão duplique. Determine (*a*) o volume do tanque e (*b*) a quantidade de transferência de calor.

Respostas: (*a*) 80 pés^3; (*b*) 1.898 Btu

4–65E Determine a variação da energia interna do ar em um contêiner rígido onde a temperatura é aumentada pela transferência de 50 Btu/lbm de calor.

4–66E Uma determinada massa de gás nitrogênio a 20 psia e 100 °F inicialmente ocupa um volume de 1 pé^3 em um recipiente rígido equipado com rodas de pá para agitação. Depois que 5.000 lbf·pé de trabalho é realizado pelas rodas de pá sobre o nitrogênio, qual é a sua temperatura final? *Resposta:* 489 °F

4–67 Considere um arranjo pistão-cilindro que contém gás nitrogênio como o sistema, que inicialmente está a 1 Mpa e 427 °C. Esse sistema passa por um processo isobárico até que sua temperatura seja de 27 °C. Determine a pressão final e a transferência de calor, em kJ/kg, associada com esse processo.

Resposta: 416 kJ/kg

4–68 Uma sala de 4 m × 5 m × 6 m deve ser aquecida por um aquecedor elétrico. Deseja-se que o aquecedor tenha capacidade para elevar a temperatura do ar na sala de 5 °C para 25 °C em 11 min. Considerando que a sala não perde calor e uma pressão atmosférica de 100 kPa, determine a potência necessária do aquecedor. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Resposta: 3,28 kW

4–69 O quarto de uma estudante possui dimensões de 4 m × 6 m × 6 m. Ela liga um ventilador de 150 W antes de deixar o quarto em um dia de verão, esperando que o mesmo esteja mais fresco

quando ela voltar à noite. Considerando que todas as portas e janelas estejam bem fechadas e descartando qualquer transferência de calor pelas paredes e janelas, determine a temperatura da sala quando a estudante voltar 10 horas mais tarde. Use valores de calor específico à temperatura ambiente e considere que a sala está a 100 kPa e 15 °C quando a estudante sai de manhã.

Resposta: 58,2 °C

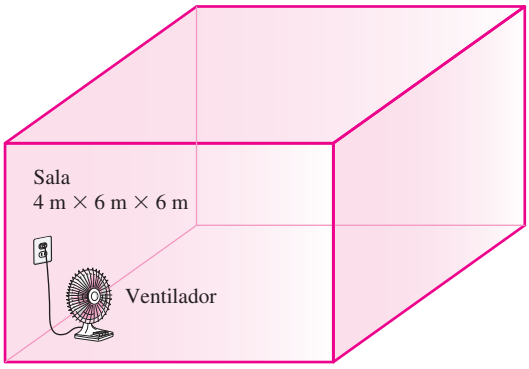


FIGURA P4–69

4–70E Um recipiente rígido adiabático de 3 pés^3 está dividido internamente em dois volumes iguais por uma fina membrana, como mostra a Fig. P4–70E. Inicialmente, uma dessas câmaras é preenchida com ar a 100 psia e 100 °F, enquanto a outra câmara está evacuada. Determine a variação da energia interna do ar quando a membrana for rompida. Determine também a pressão final do ar no recipiente.

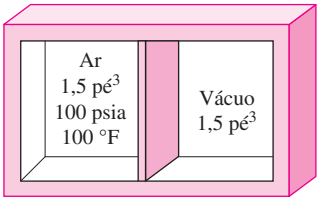


FIGURA P4–70E

4–71 Um sistema fechado contendo 2 kg de ar a 200 °C passa por um processo isotérmico de 600 kPa para 80 kPa. Determine o volume inicial desse sistema, o trabalho realizado e a transferência de calor durante esse processo.

Respostas: 0,453 m^3; 547 kJ; 547 kJ

4–72 Um arranjo pistão-cilindro contendo gás argônio (o sistema aqui considerado) passa por um processo isotérmico de 200 kPa e 100 °C para 50 kPa. Durante o processo, 1.500 kJ de calor são transferidos para o sistema. Determine a massa desse sistema e a quantidade de trabalho produzido.

4–73 Um determinado volume de argônio é comprimido em um processo politrópico com $n = 1{,}2$ de 120 kPa e 10 °C para 800 kPa em um arranjo pistão-cilindro. Determine o trabalho produzido e o calor transferido durante esse processo de compressão, em kJ/kg.

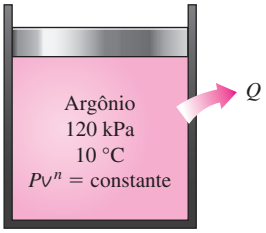


FIGURA P4–73

4–74 Um arranjo pistão-cilindro com mola contém 1 kg de dióxido de carbono. Esse sistema é aquecido de 100 kPa e 25 °C para 1.000 kPa e 300 °C. Determine o calor total transferido e o trabalho produzido por esse sistema.

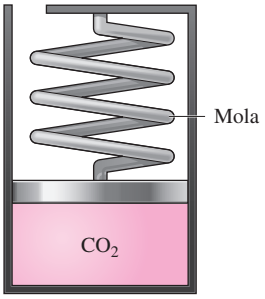


FIGURA P4–74

4–75 Ar está contido em um arranjo pistão-cilindro de carga variável, equipado com uma roda de pás. Inicialmente, o ar está a 500 kPa e 27 °C. A roda de pás é então acionada por um motor elétrico externo até que 50 kJ/kg de trabalho tenham sido transferidos para o ar. Durante esse processo, calor é transferido para manter constante a temperatura do ar enquanto permite que o volume de gás triplique. Calcule a quantidade necessária de transferência de calor, em kJ/kg.

Resposta: 44,6 kJ/kg

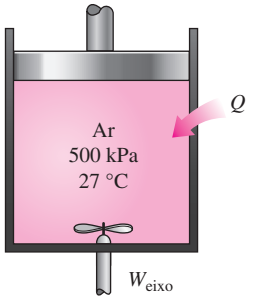


FIGURA P4–75

4–76 Uma massa de 15 kg de ar em um arranjo pistão-cilindro é aquecida de 25 °C para 77 °C pela passagem da corrente fornecida por um aquecedor elétrico dentro do cilindro. A pressão no interior do cilindro é mantida constante em 300 kPa durante o processo, e nele ocorre uma perda de calor de 60 kJ. Determine a energia elétrica fornecida, em kWh.

Resposta: 0,235 kWh

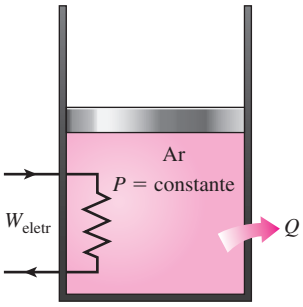


FIGURA P4–76

4–77 Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém 1,5 kg de nitrogênio a 100 kPa e 17 °C. O nitrogênio é então comprimido lentamente, em um processo politrópico para o qual $PV^{1,3}$ = constante, até que o volume seja reduzido à metade. Determine o trabalho realizado e o calor transferido nesse processo.

4–78 Reconsidere o Prob. 4–77. Usando o EES (ou outro programa), mostre o processo descrito no problema em um diagrama *P*-*v* e investigue o efeito do expoente politrópico *n* no trabalho de fronteira e na transferência de calor. Varie o expoente politrópico entre 1,1 e 1,6. Trace um gráfico do trabalho de fronteira e da transferência de calor em função do expoente politrópico e discuta os resultados.

4–79 Uma sala é aquecida por um radiador elétrico. Quando as perdas de calor da sala em um dia de inverno chegarem a 6.500 kJ/h, a temperatura do ar na sala permanecerá constante, ainda que o aquecedor funcione ininterruptamente. Determine a potência nominal do aquecedor, em kW.

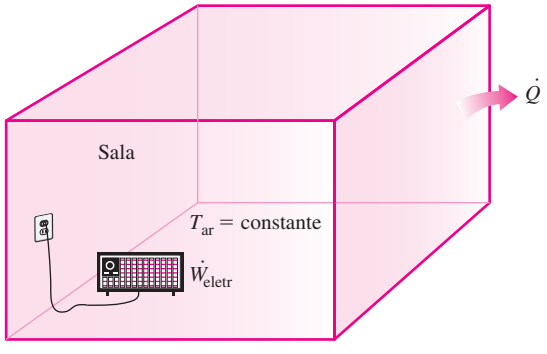


FIGURA P4–79

4–80 Um arranjo pistão-cilindro, com batentes na parte superior, contém inicialmente 3 kg de ar a 200 kPa e 27 °C. Calor é então transferido para o ar e o pistão sobe até atingir os batentes, e nesse ponto o volume é duas vezes o volume inicial. Mais calor é transferido até que a pressão dentro do cilindro também dobre. Determine o trabalho realizado e a quantidade de calor transferido nesse processo. Mostre também o processo em um diagrama *P*-*v*.

4–81 Ar está contido em um cilindro equipado com um arranjo pistão-cilindro. O pistão inicialmente repousa sobre um conjunto de batentes, e uma pressão de 300 kPa é necessária para mover o pistão. Inicialmente, o ar está a 100 kPa e 27 °C, ocupando um volume de 0,4 m^3. Determine a quantidade de calor transferido para o ar, em kJ, quando se aumenta a temperatura para 1.200 K. Considere que o ar tem calores específicos constantes avaliados a 300 K.

Resposta: 340 kJ

FIGURA P4–81

4–82 Uma determinada massa de ar está contida em um arranjo pistão-cilindro a 600 kPa e 927 °C, ocupando um volume de 0,8 m^3. O ar passa por um processo isotérmico (temperatura constante) até que a pressão seja reduzida para 300 kPa. O pistão é então fixado em um local e não é possível movê-lo enquanto ocorre um processo de transferência de calor que faz o ar atingir 27 °C.

(*a*) Esboce o sistema mostrando as energias que atravessam a fronteira e o diagrama de *P*-*V* para os processos combinados.

(*b*) Para os processos combinados, determine a quantidade líquida de transferência de calor, em kJ, e a sua direção.

Considere que o ar tem calores específicos constantes avaliados a 300 K.

4–83 Argônio está contido em um cilindro equipado com um pistão. Inicialmente, o argônio está a 100 kPa e 27 °C, ocupando um volume de 0,4 m^3. O argônio é então comprimido enquanto a temperatura é mantida constante, até que seu volume seja de 0,2 m^3. Em seguida, o argônio expande-se, enquanto a pressão é mantida constante até que o volume seja de 0,6 m^3.

(*a*) Esboce ambos os processos em um único diagrama *P*-*V* mostrando a direção dos processos e identifique os estados finais como 1, 2, e 3.

(*b*) Determine a quantidade total de calor líquido transferido para o argônio, em kJ, durante os processos combinados.

Resposta: (*b*) 172 kJ

4–84 Um gás ideal contido em um arranjo pistão-cilindro passa por um processo de compressão isotérmico que se inicia com uma pressão e volume de 100 kPa e 0,6 m^3, respectivamente. Durante o processo, há uma transferência de calor de 60 kJ do gás ideal para a vizinhança. Determine o volume e a pressão no final do processo. *Respostas:* 0,221 m^3; 272 kPa

Análise da energia em sistemas fechados: sólidos e líquidos

4–85 Um bloco de ferro de 1 kg é aquecido de 25 para 75 °C. Qual é a variação na energia interna total e na entalpia do ferro?

4–86E O estado da água líquida sofre uma mudança de 50 psia e 50 °F para 2.000 psia e 100 °F. Determine a variação da energia interna e da entalpia da água com base (*a*) nas tabelas de líquido comprimido, (*b*) na aproximação da substância incompressível e tabelas de propriedades e (*c*) no modelo de calor específico.

4–87E Durante um piquenique em um dia quente de verão, todas as bebidas geladas desaparecem rapidamente, e ficam disponíveis apenas aquelas à temperatura ambiente de 75 °F. Em um esforço para resfriar uma bebida de 12 oz em uma lata, uma pessoa começa a sacudi-la na água com gelo a 32 °F. Considerando as propriedades da água para a bebida, determine a massa de gelo que derreterá até que a bebida enlatada resfrie-se para 45 °F.

4–88 Considere um ferro elétrico de 1.000 W cuja base é feita de liga de alumínio 2024-T6 com a espessura de 0,5 cm (ρ = 2.770 kg/m^3 e c_p = 875 J/kg·°C). A placa da base tem uma superfície de 0,03 m^2. Inicialmente, o ferro está em equilíbrio térmico com o ar ambiente a 22 °C. Considerando que 90% do calor gerado nos fios da resistência são transferidos para a placa, determine o tempo mínimo necessário para a temperatura da placa atingir 200 °C.

FIGURA P4–88

4–89 Rolamentos de aço inoxidável (ρ = 8.085 kg/m^3 e c_p = 0,480 kJ/kg·°C) com diâmetro de 1,2 cm devem ser temperados em água a uma taxa de 800 por minuto. Os rolamentos deixam o forno a uma temperatura uniforme de 900 °C e são expostos ao ar a 25 °C por algum tempo antes de serem imersos na água. Considerando que a temperatura dos rolamentos cai a 850 °C antes da têmpera, determine a taxa de transferência de calor dos rolamentos para o ar.

4–90 Esferas de aço-carbono (ρ = 7.833 kg/m^3 e c_p = 0,465 kJ/kg·°C) de 8 mm de diâmetro são recozidas por aquecimento a 900 °C em um forno e, depois, por resfriamento lento até 100 °C no ar ambiente a 35 °C. Se 2.500 esferas tiverem de ser recozidas por hora, determine a taxa total de transferência de calor das esferas para o ar ambiente. *Resposta:* 542 W

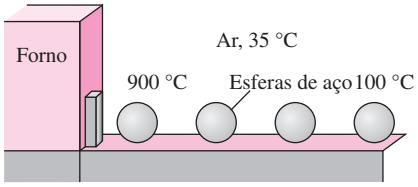


FIGURA P4–90

4–91 Um ovo comum pode ser considerado (aproximadamente) uma esfera de 5,5 cm de diâmetro. O ovo está inicialmente à temperatura uniforme de 8 °C e é colocado em água fervente a 97 °C. Considerando as propriedades do ovo ρ = 1.020 kg/m^3 e c_p = 3,32 kJ/kg·°C, determine quanto calor é transferido para o ovo até o momento em que a sua temperatura média atinge 80 °C.

4–92E Em uma unidade de produção, placas de latão quadradas de 2 × 2 pés e espessura de 1,2 pol (ρ = 532,5 lbm/$pé^3$ e c_p = 0,091 Btu/lbm·°F), inicialmente a uma temperatura uniforme de 75 °F, são aquecidas quando passam por um forno a 1.300 °F, a uma taxa de 300 por minuto. Considerando que as placas permanecem no forno até que sua temperatura média sobe para 1.000 °F, determine a taxa de transferência de calor para as placas no forno.

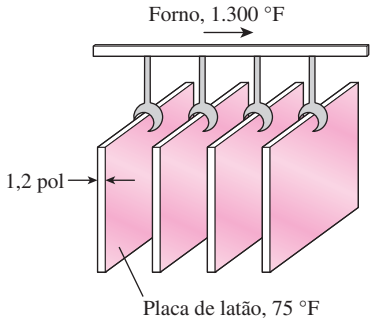


FIGURA P4–92E

4–93 Bastões cilíndricos longos de aço ($\rho = 7.833$ kg/m^3 e $c_p = 0{,}465$ kJ/kg· °C) de 8 cm de diâmetro são tratados termicamente pela passagem a uma velocidade de 2 m/min em um forno mantido a 900 °C. Considerando que os bastões entram no forno a 30 °C e saem a uma temperatura média de 700 °C, determine a taxa de transferência de calor para os bastões no forno.

4–94 Um dispositivo eletrônico que dissipa 25 W tem uma massa de 20 g e um calor específico de 850 J/kg·°C. O dispositivo é pouco usado: fica ligado por 5 min e, depois, desligado por várias horas, durante as quais ele esfria até a temperatura ambiente de 25 °C. Determine a temperatura máxima que o dispositivo pode atingir ao final de um período de funcionamento de 5 min. O que você responderia se o dispositivo estivesse conectado a um dissipador de calor de alumínio de 0,5 kg? Considere que o dispositivo e o dissipador de calor são quase isotérmicos.

4–95 Reconsidere o Prob. 4–94. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos da massa do dissipador de calor na temperatura máxima do dispositivo. Varie a massa do dissipador de calor entre 0 e 1 kg. Trace um gráfico da temperatura máxima *versus* a massa do dissipador de calor e discuta os resultados.

4–96 Se você alguma vez deu um tapa ou levou um tapa de alguém, provavelmente se lembra da sensação de queimação. Imagine que você viveu a infeliz situação de levar um tapa de uma pessoa enraivecida, e isso fez com que a temperatura da área da face atingida subisse 1,8 °C (nossa!). Considerando que a mão que deu o tapa tivesse uma massa de 1,2 kg e que cerca de 0,150 kg do tecido da face e da mão foi afetado pelo incidente, calcule a velocidade da mão imediatamente antes do impacto. Considere que o calor específico do tecido é de 3,8 kJ/kg·K.

Tópico especial: sistemas biológicos

4–97C O que é metabolismo? O que é taxa metabólica basal? Qual é o valor da taxa metabólica basal de um homem médio?

4–98C O conteúdo energético metabolizável de um alimento é igual ao da energia liberada quando queimado em uma bomba calorimétrica? Se não for igual, qual é a diferença?

4–99C O número provável de estudantes em uma sala de aula é importante no projeto de sistemas de aquecimento e refrigeração? Explique.

4–100C O que você acha de uma dieta que permite generosas quantidades de pão e arroz, desde que sem manteiga ou margarina?

4–101 Considere duas salas idênticas, uma com um aquecedor elétrico de 2 kW e outra com três casais dançando rapidamente. Em qual sala a temperatura do ar subirá mais rápido?

4–102 Considere dois homens idênticos de 80 kg que fazem refeições e atividades idênticas, com a diferença de que um deles corre por 30 min todos os dias, enquanto o outro assiste TV. Determine a diferença de peso entre os dois em um mês.

Resposta: 1,045 kg

4–103 Uma mulher de 68 kg planeja andar de bicicleta por uma hora. Se ela vai comer barras de chocolate de 30 g enquanto pedala, determine quantas barras de chocolate ela precisará levar para repor toda a energia necessária.

4–104 Um homem de 75 kg cede à tentação e come o conteúdo inteiro de uma embalagem de 1 L de sorvete. Quanto tempo ele precisa correr para queimar as calorias do sorvete consumido?

Resposta: 1,85 h

4–105 Considere que um homem tem 20 kg de gordura corporal quando entra em uma greve de fome. Determine quanto tempo ele pode sobreviver somente da sua gordura corporal.

4–106 Considere duas mulheres idênticas de 50 kg, Candy e Wendy, que fazem coisas idênticas e ingerem alimentos idênticos, com a diferença de que, toda noite, Candy come sua batata assada com quatro colheres de chá de manteiga, enquanto Wendy come a dela pura. Determine a diferença nos pesos de Candy e de Wendy depois de um ano. *Resposta:* 6,5 kg

4–107 Uma mulher que costumava beber cerca de um litro de refrigerante normal todo dia muda para refrigerante *diet* (zero caloria) e começa a comer duas fatias de torta de maçã todo dia. Agora ela está consumindo mais ou menos calorias?

4–108 Uma porção de 12 oz de uma cerveja normal contém 13 g de álcool e 13 g de hidratos de carbono, e, portanto, cento e cinquenta calorias. Uma porção 12 oz de uma cerveja *light* contém 11 g de álcool e 5 g de hidratos de carbono, e, portanto, cem calorias. Uma pessoa média queima 700 calorias por hora durante o exercício em uma esteira. Determine quanto tempo vai demorar para queimar as calorias de uma lata de 12 oz de (*a*) uma cerveja normal e (*b*) uma cerveja light em uma esteira.

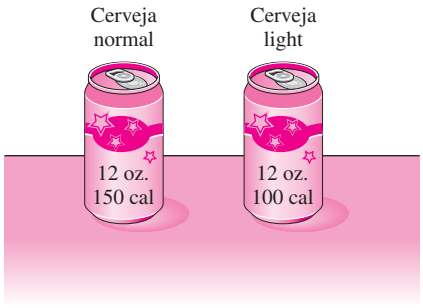


FIGURA P4–108

4–109 Um homem de 190 libras e uma mulher de 110 libras foram a um restaurante fast-food para almoçar. O homem comeu um sanduíche (720 Cal), batatas fritas médias (400 Cal) e um refrigerante grande (225 Cal). A mulher comeu um hambúrguer simples (330 Cal), batatas fritas médias (400 Cal) e um refrigerante diet (0 Cal). Após o almoço, eles começaram a retirar a neve da frente de casa e queimar calorias a uma taxa de 360 Cal/h, para a mulher, e 480 Cal/h, para o homem. Determine quanto tempo cada um deles precisa tirar a neve para queimar as calorias do almoço.

4–110 Considere dois amigos que vão almoçar todos os dias em uma lanchonete. Todos os dias, um deles pede um hambúrguer duplo, uma porção grande de fritas e um refrigerante grande (total de Calorias = 1.600), enquanto o outro pede um hambúrguer pequeno, uma porção pequena de fritas e um refrigerante pequeno (total de Calorias = 800). Considerando que esses dois amigos são bem parecidos e têm a mesma taxa metabólica, determine a diferença de peso entre os dois em um ano.

4–111E Uma pessoa de 150 libras vai a um restaurante para jantar e pede uma carne assada comum (270 Cal) e um sanduíche de carne assada grande (410 Cal) em conjunto com uma lata de 12 oz de refrigerante (150 Cal). Considerando que esse indivíduo queima 400 calorias por hora enquanto sobe escadas, determine quanto tempo ele precisa subir escadas para queimar as calorias do jantar.

4–112 No almoço, uma pessoa come um sanduíche médio (530 Cal), uma segunda pessoa come um sanduíche grande (640 Cal) e uma terceira pessoa come 50 azeitonas com uma porção normal de fritas (350 Cal). Determine quem consome mais calorias. Uma azeitona contém cerca de 5 Calorias.

4–113 Um homem de 100 kg decide perder 10 kg sem diminuir sua ingestão diária de 4.000 Calorias. Então ele começa a nadar rápido, dançar rápido, correr e pedalar todos os dias, dedicando uma hora para cada atividade. Ele dorme ou relaxa o resto do dia. Determine quanto tempo ele levará para perder 10 kg.

4–114 Muitos restaurantes *fast-food* oferecem hambúrgueres, batatas fritas e refrigerantes em tamanhos grandes a preços acessíveis, mas essas super-refeições podem custar até 1.000 calorias extras. Determine quanto peso extra uma pessoa ganhará se consumir essas super-refeições uma vez por dia durante um mês.

4–115E O intervalo de peso saudável para adultos é geralmente expresso pelo *índice de massa corporal* (IMC), definido, em unidades no SI, como

$$\text{IMC} = \frac{W(\text{kg})}{H^2(\text{m}^2)}$$

onde W é o peso (na verdade, a massa) da pessoa em kg e H é a altura, em metros. O intervalo de peso saudável está entre $19 \leq \text{IMC} \geq 25$. Converta a fórmula anterior para unidades inglesas de forma que o peso esteja em libras e a altura em polegadas. Além disso, calcule o seu próprio IMC, e se não estiver no intervalo saudável, determine quantas libras (ou kg) você precisa ganhar ou perder para estar em forma.

4–116 O índice de massa corporal (IMC) de uma mulher com altura de 1,60 m, que geralmente come três fatias grandes de pizza de queijo acompanhadas de 400 ml de refrigerante no almoço, é de 30. Ela decide mudar seu almoço para duas fatias de pizza acompanhadas de 200 ml de refrigerante. Considerando que o déficit na ingestão de calorias é compensado pela queima da gordura corporal, determine quanto tempo levará para o IMC dessa pessoa cair para 20. Use os dados do texto para obter as calorias e considere o conteúdo energético metabolizável de 1 kg de gordura corporal como 33.100 kJ. *Resposta:* 463 dias

Problemas de revisão

4–117 O conceito de calor específico (ou a volume constante ou a pressão constante) tem algum significado para as substâncias que são submetidas a uma mudança de fase? Por quê?

4–118 Dez quilos de nitrogênio são aquecidos de 20 °C a 250 °C. Determine a quantidade total de calor necessário quando isso é feito em (*a*) um processo a volume constante e (*b*) um processo isobárico.

4–119 Considere uma sala de aula que está perdendo calor para o exterior a uma taxa de 12.000 kJ/h. Considerando que há 40 estudantes na sala, cada um dissipando calor sensível a uma taxa de 84 W, determine se é necessário ligar o aquecedor para evitar que a temperatura da sala caia.

4–120E Uma quantidade de 2 lbm de ar está contida em um vaso rígido bem isolado, equipado com uma roda de pás para agitação. O estado inicial desse ar é de 30 psia e 60 °F. Quanto trabalho, em Btu, deve ser transferido para o ar com a roda de pás para elevar a pressão a 40 psia? Além disso, qual é a temperatura final do ar?

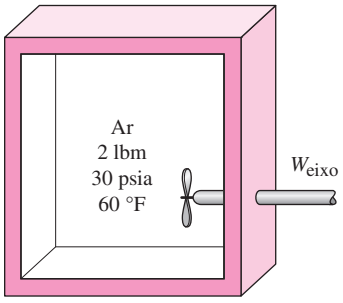


FIGURA P4–120E

4–121 Uma determinada massa de ar com $n = 1{,}5$ inicialmente a 2 MPa e 300 °C é expandida em um processo politrópico para 80 kPa em um arranjo pistão-cilindro. Determine a temperatura final do ar.

4–122 Uma determinado massa de gás nitrogênio a 100 kPa e 25 °C em um vaso rígido é aquecida até que sua pressão atinja 300 kPa. Calcule o trabalho realizado e o calor transferido durante esse processo, em kJ/kg.

4–123 Um vaso rígido bem isolado contém 3 kg de água líquida saturada a 40 °C. O vaso também contém uma resistência elétrica que consome 10 ampères quando 50 volts são aplicados. Determine a temperatura final no vaso após o resistor ter operado durante 30 minutos. *Resposta:* 119 °C

4–124 Obtenha uma expressão geral para o trabalho produzido por um gás ideal quando ele passa por um processo politrópico em um sistema fechado do estado inicial 1 ao estado final 2. Para o resultado, deve-se considerar a pressão e a temperatura iniciais e também a pressão final, bem como a constante de gás R e o expoente politrópico n.

4–125 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito contém inicialmente ar a 100 kPa e 0,15 m^3. Nesse estado, uma mola linear ($F \propto x$) está tocando o pistão, mas sem exercer qualquer força sobre o mesmo. O ar é então aquecido até o estado final de 0,45 m^3 e 800 kPa. Determine (*a*) o trabalho total realizado pelo ar e (*b*) o trabalho realizado contra a mola. Mostre também o processo em um diagrama *P*-*v*.

Respostas: (*a*) 135 kJ; (*b*) 105 kJ

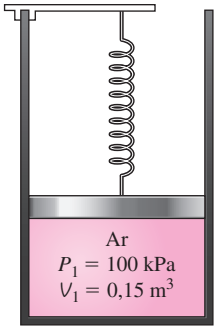


FIGURA P4–125

4–126 Uma massa de 5 kg de uma mistura de água líquida e vapor de água saturados está contida em um arranjo pistão-cilindro a 125 kPa. Inicialmente, dois quilos da água estão na fase líquida e o restante está na fase vapor. Calor é então transferido para a água, e o pistão, apoiado em batentes, começa a se mover quando a pressão interna atinge 300 kPa. A transferência de calor continua até que o volume total aumente em 20%. Determine (*a*) as temperaturas inicial e final, (*b*) a massa de água na fase líquida, quando o pistão começa a se mover e (*c*) o trabalho realizado durante esse processo. Mostre o processo em um diagrama *P*-*v*.

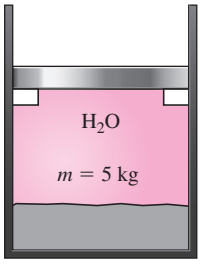


FIGURA P4–126

4–127E Um balão esférico contém 7 lbm de ar a 30 psia e 600 R. O material do balão é tal que a pressão interna é sempre proporcional ao quadrado do diâmetro. Determine o trabalho realizado quando o volume do balão dobra como um resultado da transferência de calor. *Resposta:* 376 Btu

4–128E (Atenção: inserir ícone!) Reconsidere o Prob. 4–127E. Usando o recurso de integração do EES, determine o trabalho realizado. Compare o resultado com o resultado de uma "calculadora manual".

4–129 Uma massa de 12 kg de vapor saturado de refrigerante-134a está contida em um arranjo pistão-cilindro a 240 kPa. Uma quantidade de 300 kJ de calor é então transferida para o refrigerante a uma pressão constante, enquanto uma fonte de 110 V alimenta um resistor dentro do cilindro durante 6 min. Determine a corrente elétrica, considerando que a temperatura final é de 70 °C. Mostre o processo em um diagrama *T*-*v* que inclua as linhas de saturação.

Resposta: 12,8 A

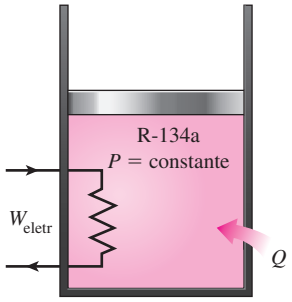


FIGURA P4–129

4–130 Vapor de água saturado a 200 °C é condensado até se tornar líquido saturado a 50 °C em um arranjo pistão-cilindro com mola. Determine a transferência de calor para esse processo, em kJ/kg.

4–131 Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém gás hélio a 150 kPa, 20 °C e 0,5 m^3. O hélio é então comprimido em um processo politrópico (PV^n = constante) para 400 kPa e 140 °C. Determine a perda ou ganho de calor durante esse processo.

Resposta: perda de 11,2 kJ

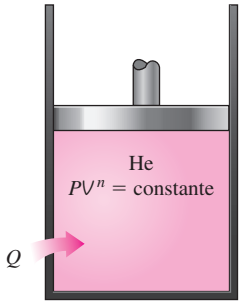


FIGURA P4–131

4–132 Gás nitrogênio é expandido em um processo politrópico com $n = 1{,}45$ dentro de um arranjo pistão-cilindro, indo de 2 MPa e 1.200 K para 200 kPa. Quanto trabalho é produzido e quanto calor é transferido (em kJ/kg) durante esse processo de expansão?

4–133 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito e um tanque rígido inicialmente contêm 12 kg de um gás ideal, cada um deles à mesma temperatura, pressão e volume. Deseja-se elevar a temperatura dos dois sistemas em 15 °C. Determine a quantidade extra de calor que deve ser fornecida ao gás no cilindro, que é mantido a uma pressão constante para atingir esse resultado. Considere que a massa molar do gás é 25.

4–134 Uma casa com aquecimento solar passivo, perdendo calor para o exterior a uma taxa média de 50.000 kJ/h, é mantida a 22 °C por 10 horas durante uma noite de inverno. A casa deve ser aquecida por 50 reservatórios de vidro, cada um contendo 20 L de água, que é aquecida a 80 °C durante o dia pela absorção da energia solar. Um aquecedor elétrico de reserva de 15 kW, controlado por termostato, é ligado sempre que necessário para manter a casa a 22 °C. (*a*) Por quanto tempo o sistema de aquecimento elétrico funcionou nessa noite? (*b*) Por quanto tempo o aquecedor elétrico precisaria funcionar nessa noite se a casa não tivesse nenhum aquecimento solar? *Respostas:* (*a*) 4,77 h; (*b*) 9,26 h

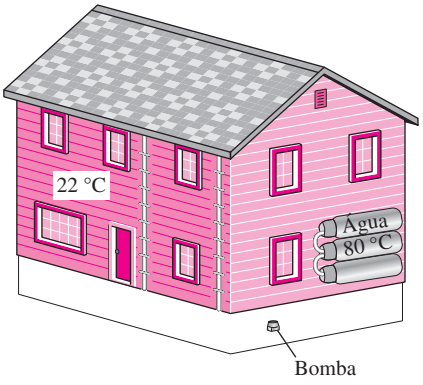


FIGURA P4–134

4–135 Uma resistência elétrica de 1.800 W está imersa em 40 kg de água a 20 °C. Determine quanto tempo levará para essa resistência elevar a temperatura da água a 80 °C.

4–136 Uma tonelada (1.000 kg) de água líquida a 50 °C é levada para uma sala bem isolada e vedada de 4 m × 5 m × 6 m, que inicialmente está a 15 °C e 95 kPa. Considerando calores específicos constantes para o ar e para a água à temperatura ambiente, determine a temperatura de equilíbrio final da sala. *Resposta:* 49,2 °C

4–137 Uma sala de 4 m × 5 m × 6 m deve ser aquecida por uma tonelada (1.000 kg) de água líquida contida em um tanque colocado na sala. A sala está perdendo calor para o exterior a uma taxa média de 8.000 kJ/h. Inicialmente a sala está a 20 °C e 100 kPa, e é mantida sempre à temperatura média de 20 °C. Considerando que a água quente deve atender às necessidades de aquecimento dessa sala por um período de 24 horas, determine a temperatura mínima da água quando ela for levada para a sala. Considere calores específicos constantes para o ar e para a água à temperatura ambiente.

4–138 O conteúdo de energia de um alimento deve ser determinado pela queima de uma amostra de 2 g na presença de 100 g de ar na câmara de reação de uma bomba calorimétrica que contém 3 kg de água. Considerando que a temperatura da água sobe 3,2 °C quando é estabelecido o equilíbrio, determine o conteúdo energético do alimento, em kJ/kg, desprezando a energia térmica armazenada na câmara de reação e a energia fornecida pelo misturador. Qual é a estimativa aproximada do erro cometido ao desprezar a energia térmica armazenada na câmara de reação?

Resposta: 20.060 kJ/kg

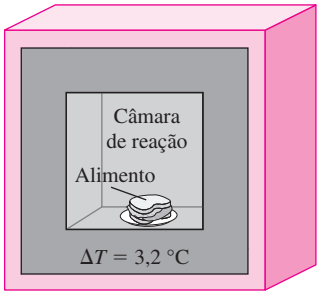


FIGURA P4–138

4–139 Um homem de 68 kg cuja temperatura corporal média é 39 °C bebe 1 L de água gelada a 3 °C em um esforço para se refrescar. Considerando que o calor específico médio do corpo humano equivale a 3,6 kJ/kg·°C, determine a queda na temperatura corporal média dessa pessoa sob a influência da água gelada.

4–140 Um copo d'água de 0,3 L e a 20 °C deve ser resfriado com gelo para ficar a 5 °C. Determine a quantidade de gelo (em gramas) que precisa ser adicionada à água considerando que o gelo esteja a (*a*) 0 °C e (*b*) –20 °C. Determine também a quantidade de água que seria necessária caso o resfriamento tivesse de ser realizado com água fria a 0 °C. A temperatura de fusão e o calor de fusão do gelo à pressão atmosférica são 0 °C e 333,7 kJ/kg, respectivamente, e a densidade da água é 1 kg/L.

4–141 Reconsidere o Prob. 4–140. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos da temperatura inicial do gelo sobre a massa final necessária. Varie a temperatura do gelo entre –26 °C e 0 °C. Trace um gráfico para a massa do gelo em função de sua temperatura inicial e discuta os resultados.

4–142 Um tanque rígido contendo 0,4 m^3 de ar a 400 kPa e 30 °C está conectado por uma válvula a um arranjo pistão-cilindro com zero de folga. A massa do pistão é tal que é necessária uma pressão de 200 kPa para elevar o pistão. A válvula é então ligeiramente aberta e é permitido o escoamento de ar no cilindro até que a pressão no tanque caia para 200 kPa. Durante esse processo, calor é trocado com a vizinhança de tal maneira que todo o ar permanece a 30 °C o tempo todo. Determine a transferência de calor nesse processo.

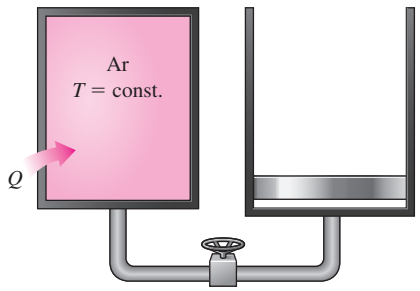


FIGURA P4–142

4–143 Uma sala bem isolada de 4 m × 4 m × 5 m, inicialmente a 10 °C, é aquecida pelo radiador de um sistema de aquecimento a vapor. O radiador tem um volume de 15 L e contém vapor superaquecido a 200 kPa e 200 °C. Sob essas condições, as válvulas de entrada e saída do radiador são fechadas. Um ventilador de 120 W é usado para circular o ar na sala. Observa-se que a pressão do vapor cai a 100 kPa depois de 30 minutos, como resultado da transferência de calor para a sala. Considerando os calores específicos do ar constantes, determine a temperatura média do ar após os 30 minutos. Considere que a pressão do ar permanece constante a 100 kPa.

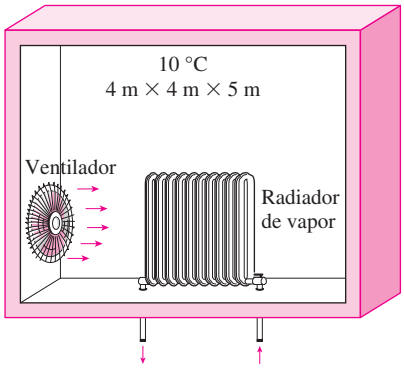


FIGURA P4–143

4–144 Considere um cilindro rígido, horizontal e bem isolado, dividido em dois compartimentos por um pistão com liberdade de movimento, mas que não permite fuga de gás de um lado para o outro. Inicialmente, um lado do pistão contém 1 m^3 de gás N_2 a 500 kPa e 120 °C, enquanto o outro lado contém 1 m^3 de gás He a 500 kPa e 40 °C. O equilíbrio térmico no cilindro é então estabelecido como resultado da transferência de calor através do pistão. Usando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine a temperatura final de equilíbrio no cilindro. O que você responderia se o pistão não fosse livre para se mover?

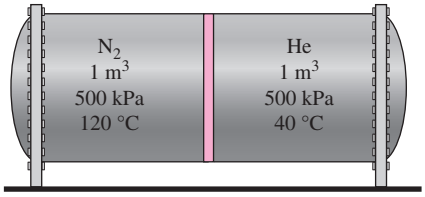


FIGURA P4–144

4–145 Repita o Prob. 4–144, considerando que o pistão é feito de 8 kg de cobre e está inicialmente à temperatura média dos dois gases nos dois lados. *Resposta*: 83,7 °C

4–146 Reconsidere o Prob. 4–145. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos da massa do pistão de cobre na temperatura final de equilíbrio. Varie a massa do pistão entre 1 kg e 10 kg. Trace um gráfico da temperatura final em função da massa do pistão e discuta os resultados.

4–147 Um arranjo pistão-cilindro isolado inicialmente contém 1,4 kg de água líquida saturada a 200 °C. Uma resistência elétrica colocada no tanque é ligada por 20 min até que o volume quadruplique. Determine (*a*) a volume do tanque, (*b*) a temperatura final e (*c*) a potência elétrica da resistência.

Respostas: (*a*) 0,00648 m^3; (*b*) 200 °C; (*c*) 0,0623 kW

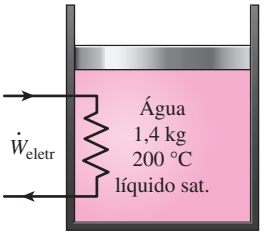


FIGURA P4–147

4–148 Um arranjo pistão-cilindro vertical, com 12 cm de diâmetro, contém um gás ideal nas condições ambientes de 1 bar e 24 °C. Inicialmente, a face interna do pistão está a 20 cm da base do cilindro. Um eixo externo conectado ao pistão exerce uma força correspondente a uma realização de trabalho de fronteira de 0,1 kJ. A temperatura do gás permanece constante durante o processo. Determine (*a*) a quantidade de calor transferido, (*b*) a pressão final no cilindro e (*c*) o deslocamento do pistão.

4–149 Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém 0,35 kg de vapor de água a 3,5 MPa, superaquecido em 7,4 °C. O vapor de água perde calor para a vizinhança, e o pistão move-se para baixo, alcançando um conjunto de batentes em um ponto no qual o cilindro contém água líquida saturada. O resfriamento continua até que o cilindro contenha água a 200 °C. Determine (*a*) a pressão final e o título (se for uma mistura), (*b*) o trabalho de fronteira, (*c*) o calor trocado até o pistão alcançar os batentes (*d*) e o calor total trocado.

FIGURA P4–149

4–150 Um tanque rígido isolado é dividido em dois compartimentos de volumes diferentes. Inicialmente, cada compartimento contém o mesmo gás ideal sob pressões idênticas, mas em temperaturas e massas diferentes. A parede que separa os dois compartimentos é removida, e os dois gases se misturam. Considerando calores específicos constantes, encontre a expressão mais simples para a temperatura da mistura, escrita na forma de

$$T_3 = f\left(\frac{m_1}{m_3}, \frac{m_2}{m_3}, T_1, T_2\right)$$

onde m_3 e T_3 são a massa e a temperatura da mistura final, respectivamente.

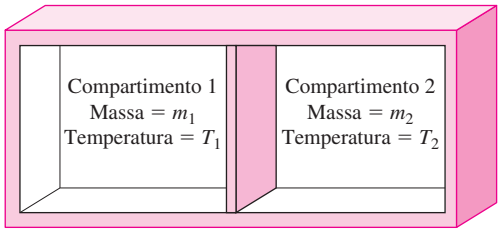


FIGURA P4–150

4–151 Explosões catastróficas de caldeiras a vapor nos anos 1800 e início dos anos 1900 resultaram em centenas de mortes, que levaram, em 1915, ao desenvolvimento do Código ASME de Caldeiras e Vasos de Pressão. Considerando que o fluido pressurizado em um recipiente naturalmente alcança o equilíbrio com a vizinhança logo depois da explosão, o trabalho que um fluido pressurizado faria se pudesse se expandir de maneira adiabática para o estado da vizinhança pode ser visto como a *energia explosiva* do fluido pressurizado. Devido ao curtíssimo tempo da explosão e à aparente estabilidade posterior, o processo da explosão pode ser considerado adiabático, sem variações nas energias cinética e potencial. Nesse caso, a equação de conservação da energia do sistema fechado reduz-se a $W_{sai} = m(u_1 - u_2)$. Portanto, a energia explosiva E_{exp} resulta em

$$E_{exp} = m(u_1 - u_2)$$

onde os subscritos 1 e 2 referem-se ao estado do fluido antes e depois da explosão, respectivamente. A energia de explosão específica e_{exp} geralmente é expressa *por unidade de volume,* e é obtida pela divisão da quantidade especificada pelo V total do recipiente:

$$e_{exp} = \frac{u_1 - u_2}{v_1}$$

onde v_1 é o volume específico do fluido antes da explosão.

Mostre que a energia de explosão específica de um gás ideal com calor específico constante é

$$e_{exp} = \frac{P_1}{k - 1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

Determine também a energia total de explosão de 20 m^3 de ar a 5 MPa e 100 °C quando a vizinhança está a 20 °C.

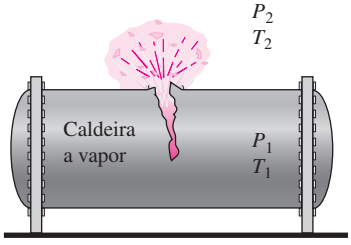


FIGURA P4–151

4–152 Usando as equações do Prob. 4–151, determine a energia explosiva de 20 m^3 de vapor a 10 MPa e 500 °C, considerando que o vapor se condensa e se torna líquido a 25 °C depois da explosão. A quantos quilos de TNT equivale essa energia explosiva? A energia explosiva de TNT é de cerca de 3.250 kJ/kg.

4–153 Um quilograma de dióxido de carbono é comprimido de 1 MPa e 200 °C a 3 MPa em um arranjo pistão-cilindro, de forma a executar o processo politrópico $PV^{1,5}$ = constante. Determine a temperatura final, tratando o dióxido de carbono como (*a*) um gás ideal e (*b*) um gás de van der Waals.

Respostas: (*a*) 682,1 K; (*b*) 680,9 K

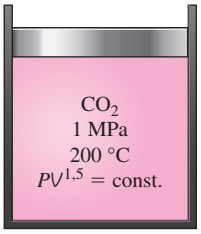


FIGURA P4–153

4–154 Um quilograma de dióxido de carbono é comprimido de 1 MPa e 200 °C a 3 MPa em um arranjo pistão-cilindro, de forma a executar um processo politrópico com n = 1,2. Utilize o fator de compressibilidade para determinar a temperatura final.

4–155E Dois tanques adiabáticos de 10 pés^3 estão conectados por uma válvula. Inicialmente, um tanque contém água a 450 psia com título de 10%, enquanto o segundo contém água a 15 psia com título de 75%. A válvula é então aberta, permitindo que o vapor de água do tanque de alta pressão mova-se para o tanque de baixa pressão até que a pressão nos dois tanques seja igual. Determine a pressão final e a massa final em cada tanque.

Respostas: 313 psia; 41,6 lbm

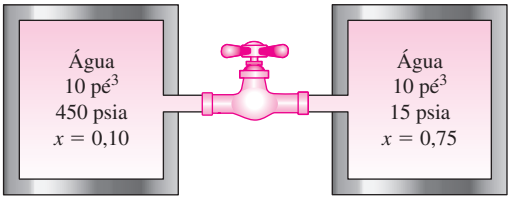


FIGURA P4–155E

Problemas de múltipla escolha

4–156 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito e um tanque rígido contêm 3 kmol de um gás ideal à mesma temperatura, pressão e volume. Calor é então transferido aos dois sistemas, e a temperatura de ambos se eleva em 10 °C. A quantidade extra de calor que deve ser fornecida ao gás no cilindro mantido a uma pressão constante é

(*a*) 0 kJ (*b*) 27 kJ
(*c*) 83 kJ (*d*) 249 kJ
(*e*) 300 kJ

4–157 O calor específico de um material é fornecido em uma estranha unidade: $c = 3{,}60$ kJ/kg·°F. O calor específico desse material nas unidades no SI de kJ/kg·°C é

(*a*) 2,00 kJ/kg·°C (*b*) 3,20 kJ/kg·°C
(*c*) 3,60 kJ/kg·°C (*d*) 4,80 kJ/kg·°C
(*e*) 6,48 kJ/kg·°C

4–158 Um tanque rígido de 3 m^3 contém gás nitrogênio a 500 kPa e 300 K. Calor é então transferido para o nitrogênio no tanque, e a pressão do gás sobe para 800 kPa. O trabalho realizado durante esse processo é

(*a*) 500 kJ (*b*) 1.500 kJ
(*c*) 0 kJ (*d*) 900 kJ
(*e*) 2.400 kJ

4–159 Um tanque rígido de 0,5 m^3 contém gás nitrogênio a 600 kPa e 300 K. O gás é então comprimido de maneira isotérmica para um volume de 0,1 m^3. O trabalho realizado sobre o gás durante esse processo de compressão é

(*a*) 720 kJ (*b*) 483 kJ
(*c*) 240 kJ (*d*) 175 kJ
(*e*) 143 kJ

4–160 Uma sala bem vedada contém 60 kg de ar a 200 kPa e 25 °C. Energia solar passa a entrar na sala a uma taxa média de 0,8 kJ/s, enquanto um ventilador de 120 W é ligado para circular o ar na sala. Se a transferência de calor pelas paredes é desprezível, em 30 minutos a temperatura do ar na sala será:

(*a*) 25,6 °C (*b*) 49,8 °C
(*c*) 53,4 °C (*d*) 52,5 °C
(*e*) 63,4 °C

4–161 Um aquecedor a resistência elétrica de 2 kW é ligado por 15 minutos em uma sala vazia. A massa do ar na sala é de 75 kg, e a sala é rigidamente vedada para que nenhum ar entre ou saia. A elevação da temperatura do ar ao fim dos 15 minutos será de

(*a*) 8,5 °C (*b*) 12,4 °C
(*c*) 24,0 °C (*d*) 33,4 °C
(*e*) 54,8 °C

4–162 Uma sala contém 75 kg de ar a 100 kPa e 15 °C. A sala tem um refrigerador de 250 W (o refrigerador consome 250 W de eletricidade quando em funcionamento), uma TV de 120 W, um aquecedor elétrico de 1,8 kW e um ventilador de 50 W. Durante um dia frio de inverno, observa-se que o refrigerador, a TV, o ventilador e o aquecedor funcionam continuamente, mas a temperatura do ar na sala permanece constante. A taxa de perda de calor da sala nesse dia é

(*a*) 5.832 kJ/h (*b*) 6.192 kJ/h
(*c*) 7.560 kJ/h (*d*) 7.632 kJ/h
(*e*) 7.992 kJ/h

4–163 Um arranjo pistão-cilindro contém 5 kg de ar a 400 kPa e 30 °C. Durante um processo de expansão isotérmico em quase-equilíbrio, são realizados 15 kJ de trabalho de fronteira pelo sistema, e 3 kJ de trabalho de um agitador mecânico sobre o sistema. A transferência de calor durante esse processo é de:

(*a*) 12 kJ (*b*) 18 kJ
(*c*) 2,4 kJ (*d*) 3,5 kJ
(*e*) 60 kJ

4–164 Um recipiente equipado com um aquecedor a resistência elétrica e um misturador contêm 3,6 kg de vapor de água, inicialmente saturado a 120 °C. O aquecedor e o misturador são ligados; o vapor é comprimido, e existe perda de calor para o ar da vizinhança. No final do processo, a temperatura e a pressão do vapor no recipiente são medidos como 300 °C e 0,5 MPa. A transferência líquida de energia para o vapor durante esse processo é de

(*a*) 274 kJ (*b*) 914 kJ
(*c*) 1.213 kJ (*d*) 988 kJ
(*e*) 1.291 kJ

4–165 Um pacote de seis latas de bebida deve ser resfriado de 18 °C para 3 °C. A massa de líquido em cada lata é 0,355 kg. As bebidas podem ser tratadas como se fossem água, e a energia armazenada na lata de alumínio é desprezível. A transferência de calor das seis latas de bebida é

(*a*) 22 kJ (*b*) 32 kJ
(*c*) 134 kJ (*d*) 187 kJ
(*e*) 223 kJ

4–166 Um copo contém 0,45 kg de água a 20 °C, a qual deve ser resfriada para 0 °C pela adição de cubos de gelo a 0 °C. O calor latente de fusão do gelo é 334 kJ/kg, e o calor específico da água é 4,18 kJ/kg·°C. A quantidade de gelo que precisa ser acrescentada é

(*a*) 56 g (*b*) 113 g
(*c*) 124 g (*d*) 224 g
(*e*) 450 g

4–167 Um aquecedor a resistência elétrica de 2 kW submerso em 5 kg de água é ligado, e assim mantido por 10 minutos. Durante esse processo, 300 kJ de calor são perdidos pela água. O aumento de temperatura da água é de

(*a*) 0,4 °C (*b*) 43,1 °C
(*c*) 57,4 °C (*d*) 71,8 °C
(*e*) 180 °C

4–168 Uma massa de 1,5 kg de água líquida, inicialmente a 12 °C, deve ser aquecida a 95 °C em um bule de chá, dentro do qual existe um elemento de aquecimento elétrico de 800 W. O calor específico da água pode ser considerado equivalente a 4,18 kJ/kg·°C, e a perda de calor da água durante o aquecimento pode ser desprezada. O tempo que leva para aquecer a água até a temperatura desejada é de:

(*a*) 5,9 min (*b*) 7,3 min
(*c*) 10,8 min (*d*) 14,0 min
(*e*) 17,0 min

4–169 Um ovo comum com uma massa de 0,1 kg e calor específico de 3,32 kJ/kg·°C é colocado em água fervente a 95 °C. Se a temperatura inicial do ovo for 5 °C, a quantidade máxima de calor transferida ao ovo é de

(*a*) 12 kJ (*b*) 30 kJ
(*c*) 24 kJ (*d*) 18 kJ
(*e*) infinita

4–170 Uma maçã com uma massa de 0,18 kg e calor específico médio de 3,65 kJ/kg·°C é resfriada de 22 °C para 5 °C. A quantidade de calor transferido da maçã é

(*a*) 0,85 kJ (*b*) 62,1 kJ
(*c*) 17,7 kJ (*d*) 11,2 kJ
(*e*) 7,1 kJ

4–171 O calor específico a uma pressão constante de um gás ideal é dado por $c_p = 0{,}9 + (2{,}7 \times 10^{-4})T$ (kJ/kg·K), onde T está em kelvin. A variação da entalpia desse gás ideal, considerando que ele sofre um processo no qual a temperatura varia de 27 °C a 147 °C, é de aproximadamente

(*a*) 19,7 kJ/kg (*b*) 22,0 kJ/kg
(*c*) 25,5 kJ/kg (*d*) 29,7 kJ/kg
(*e*) 32,1 kJ/kg

4–172 O calor específico a um volume constante de um gás ideal é dado por $c_v = 0{,}7 + (2{,}7 \times 10^{-4})T$ (kJ/kg·K), onde T está em kelvin. A variação da energia interna desse gás ideal, quando ele sofre um processo no qual a temperatura varia de 27 °C para 127 °C, é de aproximadamente

(*a*) 70 kJ/kg (*b*) 72,1 kJ/kg
(*c*) 79,5 kJ/kg (*d*) 82,1 kJ/kg
(*e*) 84,0 kJ/kg

4–173 Um gás ideal tem uma constante de gás $R = 0{,}3$ kJ/kg·K e um calor específico a volume constante $c_v = 0.7$ kJ/kg·K. Se o gás tiver uma variação de temperatura de 100 °C, escolha a resposta correta para as seguintes questões:

1. A variação da entalpia é, em kJ/kg
   (*a*) 30 (*b*) 70 (*c*) 100
   (*d*) Informações insuficientes para determinar.
2. A variação da energia interna é, em kJ/kg
   (*a*) 30 (*b*) 70 (*c*) 100
   (*d*) Informações insuficientes para determinar.
3. O trabalho realizado é, em kJ/kg
   (*a*) 30 (*b*) 70 (*c*) 100
   (*d*) Informações insuficientes para determinar.
4. O calor transferido é, em kJ/kg
   (*a*) 30 (*b*) 70 (*c*) 100
   (*d*) Informações insuficientes para determinar.
5. A variação do produto pressão-volume é, em kJ/kg
   (*a*) 30 (*b*) 70 (*c*) 100
   (*d*) Informações insuficientes para determinar.

4–174 Um gás ideal passa por um processo a uma temperatura constante (isotérmico) em um sistema fechado. A transferência de calor e o trabalho são, respectivamente

(*a*) $0, -c_v\Delta T$ (*b*) $c_v\Delta T, 0$ (*c*) $c_p\Delta T, R\Delta T$
(*d*) $R\ln(T_2/T_1), R\ln(T_2/T_1)$

4–175 Um gás ideal passa por um processo a um volume constante (isovolumétrico) em um sistema fechado. A transferência de calor e o trabalho são, respectivamente

(*a*) $0, -c_v\Delta T$ (*b*) $c_v\Delta T, 0$ (*c*) $c_p\Delta T, R\Delta T$
(*d*) $R\ln(T_2/T_1), R\ln(T_2/T_1)$

4–176 Um gás ideal passa por um processo a uma pressão constante (isobárico) em um sistema fechado. A transferência de calor e o trabalho são, respectivamente

(*a*) $0, -c_v\Delta T$ (*b*) $c_v\Delta T, 0$ (*c*) $c_p\Delta T, R\Delta T$
(*d*) $R\ln(T_2/T_1), R\ln(T_2/T_1)$

4–177 Um gás ideal passa por um processo a uma entropia constante (isentrópico) em um sistema fechado. A transferência de calor e o trabalho são, respectivamente

(*a*) $0, -c_v\Delta T$ (*b*) $c_v\Delta T, 0$ (*c*) $c_p\Delta T, R\Delta T$
(*d*) $R\ln(T_2/T_1), R\ln(T_2/T_1)$

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

4–178 Gases comprimidos e líquidos em mudança de fase são usados para armazenar energia em recipientes rígidos. Quais são as vantagens e desvantagens de cada substância no que se refere ao armazenamento de energia?

4–179 Alguém sugeriu que o dispositivo mostrado na Fig. P4–179 seja usado para mover a força F máxima contra a mola, cuja constante de mola é k. Isso é obtido alterando-se a temperatura da mistura de líquido-vapor no recipiente. Você deve projetar um dispositivo para fechar bloqueadores solares em persianas que requerem uma força máxima de 0,5 lbf. O pistão deve se mover seis polegadas para fechar essas persianas completamente. Você pode optar pelo uso de R-134a como o fluido de trabalho e dispor o recipiente de tal forma que a mistura líquido-vapor esteja a 70 °F, quando o recipiente estiver protegido do sol, e 100 °F, quando exposto a ele. Dessa forma, selecione os tamanhos dos vários componentes desse sistema necessários para realizar essa tarefa. Também selecione a constante de mola necessária e a quantidade de R-134a a ser usado.

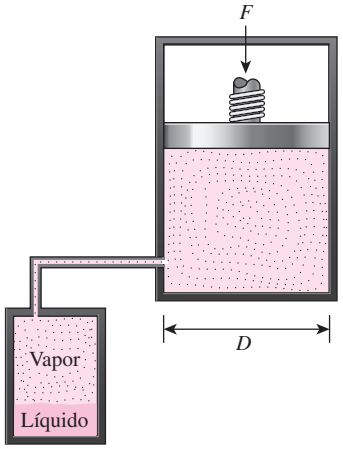


FIGURA P4–179

4–180 Projete um experimento completo com instrumentação para determinar os calores específicos de um líquido usando um aquecedor a resistência. Discuta como o experimento será conduzido, quais medições precisam ser feitas e como os calores específicos serão determinados. Quais são as fontes de erro do seu sistema? Como você pode minimizar o erro experimental? Como

você modificaria o sistema para determinar o calor específico de um sólido?

4–181 Você deve projetar um sistema de aquecimento para uma piscina com 2 m de profundidade, 25 m de comprimento e 25 m de largura. Seu cliente deseja que o sistema de aquecimento seja grande o bastante para elevar a temperatura da água de 20 °C para 30 °C em três horas. A taxa com que a água perde calor para o ar às condições externas é 960 W/m^2, e o aquecedor também deve poder manter a piscina a 30 °C nessas condições. A perda de calor para o solo é pequena e pode ser desprezada. O aquecedor considerado é um forno a gás natural cuja eficiência é de 80%. Qual o consumo em kW do aquecedor que você recomendaria ao seu cliente?

4–182 Alega-se que frutas e vegetais são resfriados em 6 °C por cada ponto percentual de perda de peso de umidade durante a refrigeração a vácuo. Usando cálculos, demonstre se essa alegação é razoável.

4–183 Um trabalho de 1982 do Departamento de Energia dos Estados Unidos (FS #204) afirma que o vazamento de uma gota de água quente por segundo pode custar US$ 1,00 por mês. Formulando hipóteses razoáveis sobre o tamanho de cada gota e o custo da energia, determine se essa afirmação é razoável.

Capítulo

5

Análises da Massa e da Energia em Volumes de Controle

No Cap. 4, aplicamos a equação geral do balanço de energia expressa como $E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema}$ aos sistemas fechados. Neste capítulo, estendemos a análise da energia aos sistemas que envolvem o escoamento de massa através de suas fronteiras, ou seja, aos volumes de controle, com particular ênfase para os processos em regime permanente. Iniciamos este capítulo com o desenvolvimento da equação geral de *conservação da massa* para os volumes de controle e continuamos com uma discussão sobre o trabalho de escoamento e sobre a energia das correntes de fluidos. Aplicamos então o balanço de energia aos sistemas que envolvem *processos em regime permanente* e analisamos os dispositivos com escoamento em regime permanente mais comuns, como bocais, difusores, compressores, turbinas, dispositivos de estrangulamento, câmaras de mistura e trocadores de calor. Finalmente, aplicamos o balanço de energia aos *processos com escoamento em regime transiente*, como o carregamento e o descarregamento de reservatórios.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Desenvolver o princípio de conservação da massa.
- Aplicar o princípio de conservação da massa a diversos sistemas, incluindo volumes de controle com escoamento em regime permanente e transiente.
- Aplicar a primeira lei da termodinâmica como uma declaração do princípio de conservação da energia em volumes de controle.
- Identificar a energia transportada por uma corrente de fluido que atravessa uma superfície de controle como a soma da energia interna, do trabalho de escoamento, da energia cinética e da energia potencial do fluido, e relacionar a combinação entre a energia interna e o trabalho de escoamento à propriedade entalpia.
- Resolver problemas de balanço de energia para dispositivos com escoamento em regime permanente, como bocais, compressores, turbinas, válvulas de estrangulamento, misturadores, aquecedores e trocadores de calor.
- Aplicar o balanço de energia aos processos com escoamento em regime transiente, com ênfase particular no processo com escoamento uniforme, adotado como modelo para os processos mais comuns de carga e descarga.

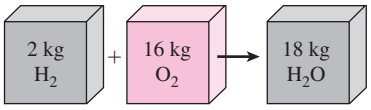


FIGURA 5–1 A massa é conservada mesmo durante reações químicas.

5–1 CONSERVAÇÃO DA MASSA

A conservação da massa é um dos princípios mais fundamentais da natureza. Todos conhecemos esse princípio, e não é difícil entendê-lo. Não é preciso ser um cientista para descobrir a quantidade de molho vinagrete que será obtida ao misturar 100 g de azeite e 25 g de vinagre. As equações químicas também são balanceadas com base no princípio de conservação da massa. Quando 16 kg de oxigênio reagem com 2 kg de hidrogênio, 18 kg de água são formados (Fig. 5–1). Em um processo de eletrólise, a água se decompõe de volta em 2 kg de hidrogênio e 16 kg de oxigênio.

A massa, assim como a energia, é uma propriedade que se conserva, e não pode ser criada nem destruída durante um processo. Entretanto, massa m e energia E podem ser convertidas entre si, de acordo com a conhecida fórmula proposta por Albert Einstein (1879-1955):

$$E = mc^2 \qquad \textbf{(5–1)}$$

onde $c = 2{,}9979 \times 10^8$ m/s é a velocidade da luz no vácuo. Essa equação sugere que há uma equivalência entre massa e energia. Todos os sistemas físicos e químicos realizam interações com suas vizinhanças. Mas, geralmente, a quantidade de energia envolvida nas interações é uma quantidade extremamente pequena de massa comparada com a massa total do sistema. Por exemplo, quando 1 kg de água líquida é formado a partir de oxigênio e hidrogênio em condições atmosféricas normais, a quantidade de energia liberada é de 15,8 MJ, que corresponde a uma massa de $1{,}76 \times 10^{-10}$ kg. Entretanto, em reações nucleares, a massa equivalente da quantidade de energia envolvida é uma fração significativa da massa total envolvida. Portanto, na maioria das análises em engenharia, vamos considerar que massa e energia são quantidades conservadas.

Em *sistemas fechados*, o princípio de conservação da massa é usado implicitamente pela exigência de que a massa do sistema permaneça constante durante um processo. Em *volumes de controle*, porém, a massa pode atravessar fronteiras e, assim, devemos levar em conta a quantidade de massa que entra e sai do volume de controle.

Vazão mássica e vazão volumétrica

A quantidade de massa que escoa através de uma seção transversal de área por unidade de tempo é chamada de **vazão mássica, ou fluxo de massa**, e é denotada por $\dot{m}$. O ponto sobre um símbolo é usado para indicar a *taxa de variação com o tempo*, como explicado no Cap. 2.

Um fluido geralmente escoa para dentro ou para fora de um volume de controle passando por tubos ou dutos. O fluxo de massa diferencial do fluido escoa através de um pequeno elemento de área dA_c onde o fluxo na seção transversal é proporcional ao próprio dA_c, à densidade do fluido ρ e à componente da velocidade normal a dA_c, que denotamos como V_n, e é expresso como (Fig. 5–2)

$$\delta\dot{m} = \rho V_n \, dA_c \qquad \textbf{(5–2)}$$

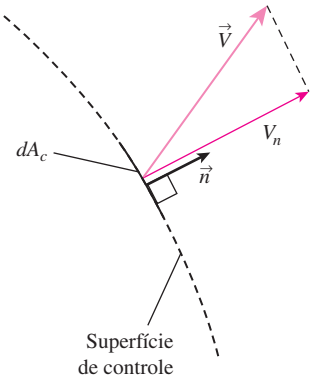


FIGURA 5–2 A velocidade normal V_n a uma superfície é a componente perpendicular da velocidade à superfície.

Observe que δ e d são usados para indicar quantidades diferenciais, mas em geral δ é usado para quantidades (como calor, trabalho e transferência de massa) que são *funções de trajetória* e têm *diferenciais inexatas*, enquanto d é usado para quantidades (como as propriedades) que são *funções de ponto* e têm *diferenciais exatas*. Para o fluxo através de um anel com raio interno r_1 e raio externo r_2, por exemplo, $\int_1^2 dA_c = A_{c2} - A_{c1} = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ mas $\int_1^2 \delta\dot{m} = \dot{m}_{\text{total}}$ (fluxo total de massa que passa pelo do anel), e não $\dot{m}_2 - \dot{m}_1$. Para valores especificados de r_1 e r_2, o valor da integral de dA_c é um valor fixo (justificando os nomes função de ponto e

diferencial exata), mas este não é o caso da integral de dm· (justificando os nomes função de trajetória e diferencial inexata).

O fluxo de massa que passa por toda a seção transversal de um tubo ou duto é obtido por integração:

$$\dot{m} = \int_{A_c} \delta\dot{m} = \int_{A_c} \rho V_n \, dA_c \qquad (\text{kg/s}) \tag{5–3}$$

Embora a Eq. 5–3 seja sempre válida (na verdade ela é *exata*), nem sempre é adequada para análises de engenharia em razão da integral. Em vez disso, gostaríamos de expressar o fluxo de massa utilizando valores médios em uma seção transversal do tubo. Em um escoamento compressível, tanto ρ quanto V_n variam ao longo do tubo. Em muitas aplicações práticas, porém, a densidade é essencialmente uniforme na seção transversal do tubo, e assim podemos retirar ρ da integral da Eq. 5–3. A velocidade, porém, *nunca* é uniforme em uma seção transversal de um tubo por causa da aderência do fluido na superfície e, assim ele possui velocidade nula na parede do tubo (condição não derrapante). Assim, a velocidade nas paredes varia de zero até algum valor máximo na linha central do tubo ou perto dela. Definimos a **velocidade média** V_{med} como o valor médio de V_n em toda a seção transversal do tubo (Fig. 5–3),

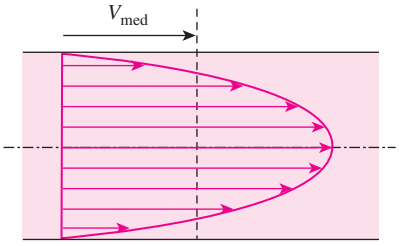


FIGURA 5–3 V_{med} é definida como a velocidade média em uma seção transversal.

Velocidade média:
$$V_{\text{med}} = \frac{1}{A_c} \int_{A_c} V_n \, dA_c \tag{5–4}$$

onde A_c é a área da seção transversal normal à direção do escoamento. Observe que, se a velocidade fosse V_{med} em toda a seção transversal, o fluxo de massa seria idêntico àquele obtido pela integração do perfil da velocidade real. Assim, para o escoamento incompressível ou mesmo para o escoamento compressível no qual ρ é uniforme em A_c, a Eq. 5–3 torna-se

$$\dot{m} = \rho V_{\text{med}} A_c \qquad (\text{kg/s}) \tag{5–5}$$

Para o escoamento compressível, podemos pensar em ρ como a densidade média na seção transversal e, dessa forma, a Eq. 5–5 ainda pode ser usada como uma aproximação razoável.

Por questões de simplicidade, retiramos o subscrito da velocidade média. A menos que especificado o contrário, V denota a velocidade média na direção do escoamento. A_c também denota a seção transversal de área normal na direção do escoamento.

O volume de fluido escoando através de uma seção de área transversal por unidade de tempo é chamada de **vazão volumétrica** $\dot{V}$ (Fig. 5–4), e é dada por

$$\dot{V} = \int_{A_c} V_n \, dA_c = V_{\text{med}} A_c = V A_c \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \tag{5–6}$$

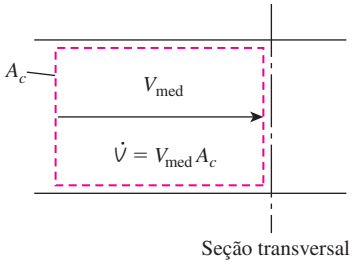


FIGURA 5–4 A vazão volumétrica é o volume de um fluido escoando através de uma seção transversal de área por unidade de tempo.

Uma forma primitiva da Eq. 5–6 foi publicada em 1628 pelo monge italiano Benedetto Castelli (1577–1644). Observe que muitos livros sobre mecânica dos fluidos usam Q em vez de $\dot{V}$ para a vazão volumétrica. Usaremos $\dot{V}$ para evitar confusão com a transferência de calor. As vazões mássica e volumétrica estão relacionadas por

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \tag{5–7}$$

onde v é o volume específico. Essa relação é análoga a $m = \rho V = V/v$, que é a relação entre a massa e o volume de um fluido em um reservatório.

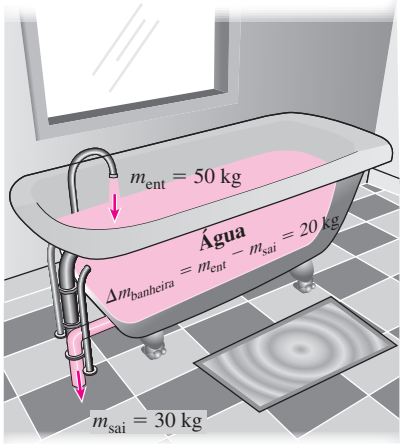


FIGURA 5–5 Princípio de conservação da massa para uma banheira comum.

Princípio de conservação da massa

O **princípio de conservação da massa** aplicado a um volume de controle pode ser expresso como: *A transferência líquida de massa para ou de um volume de controle durante um intervalo de tempo Δt é igual à variação líquida (aumento ou diminuição) da massa total dentro do volume de controle durante Δt.* Ou seja,

$$\begin{pmatrix}\text{Massa total que entra}\\ \text{no VC durante } \Delta t\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Massa total que sai}\\ \text{no VC durante } \Delta t\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Variação líquida da massa}\\ \text{dentro do VC durante } \Delta t\end{pmatrix}$$

ou

$$m_{ent} - m_{sai} = \Delta m_{VC} \qquad (kg) \tag{5–8}$$

onde $\Delta m_{VC} = m_{final} - m_{inicial}$ é a variação da massa no volume de controle durante o processo (Fig. 5–5). Ela também pode ser expressa na *forma de taxa* como

$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} = dm_{VC}/dt \qquad (kg/s) \tag{5–9}$$

onde $\dot{m}_{ent}$ e $\dot{m}_{sai}$ são as taxas com que a massa entra e sai do volume de controle, e dm_{VC}/dt é a taxa de variação da massa dentro das fronteiras do volume de controle. As Eqs. 5–8 e 5–9 são chamadas de **balanço de massa** e se aplicam a qualquer volume de controle que esteja passando por qualquer processo.

Considere um volume de controle de forma arbitrária, como mostra a Fig. 5–6. A massa de um volume diferencial dV dentro do volume de controle é $dm = \rho\, dV$. A massa total dentro do volume de controle em algum instante t é determinada por integração sendo

Massa total dentro do VC:
$$m_{VC} = \int_{VC} \rho\, dV \tag{5–10}$$

Então, a taxa de variação da quantidade de massa dentro do volume de controle pode ser expressa como

Taxa de variação da massa dentro do VC:
$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{VC} \rho\, dV \tag{5–11}$$

Para o caso especial em que nenhuma massa atravessa a superfície de controle (ou seja, quando o volume de controle se reduz a um sistema fechado), o princípio de conservação de massa se reduz a $dm_{VC}/dt = 0$. Essa relação é válida tanto para um volume de controle estacionário, móvel ou que esteja se deformando.

Considere agora um fluxo de massa para ou de um volume de controle através de uma área diferencial dA sobre a superfície de controle. Seja $\vec{n}$ um vetor unitário normal a dA e que aponta para fora, e $\vec{V}$ a velocidade do escoamento em dA relativa a um sistema de coordenadas fixo, como mostra a Fig. 5–6. De modo geral, o vetor velocidade $\vec{V}$ faz um ângulo θ com a direção normal a dA, e a vazão mássica é proporcional à componente normal da velocidade $\vec{V}_n = \vec{V}\cos\theta$ variando de uma vazão máxima de saída de massa de $\vec{V}$ quando $\theta = 0$ (fluxo é normal a dA) para uma vazão igual a zero quando $\theta = 90°$ (para um fluxo tangente a dA), para uma vazão máxima de *entrada* de massa de $\vec{V}$ quando $\theta = 180°$ (fluxo é normal a dA mas com o sentido oposto). Utilizando o conceito de produto escalar entre dois vetores, a magnitude da componente normal da velocidade pode ser expressa como

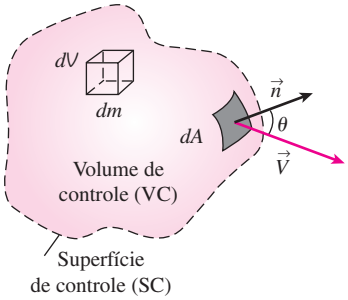


FIGURA 5–6 O volume de controle diferencial dV e a superfície de controle diferencial dA usados na dedução da equação de conservação da massa.

Componente normal da velocidade:
$$V_n = V\cos\theta = \vec{V}\cdot\vec{n} \tag{5–12}$$

O fluxo de massa através de dA é proporcional à densidade do fluido ρ, à velocidade normal V_n, e à área do escoamento dA, e pode ser expressa como

$$\textit{Fluxo de massa diferencial:}\quad \delta\dot{m} = \rho V_n\, dA = \rho(V\cos\theta)\, dA = \rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5–13)}$$

O fluxo líquido de massa para ou do volume de controle através de toda a superfície de controle é obtida pela integração de $\delta\dot{m}$ sobre toda a superfície de controle,

$$\textit{Fluxo líquido de massa:}\quad \dot{m}_{\text{liq}} = \int_{SC} \delta\dot{m} = \int_{SC} \rho V_n\, dA = \int_{SC} \rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5–14)}$$

Observe que $\vec{V}\cdot\vec{n} = V\cos\theta$ é positivo para $\theta < 90°$ (saída de massa) e negativo para $\theta > 90°$ (entrada de massa). Portanto, a direção do fluxo é automaticamente contabilizada e a integral de superfície da Eq. 5–14 fornece diretamente o fluxo *líquido* de massa. Um valor positivo para $\dot{m}_{\text{liq}}$ indica um fluxo líquido para fora e um valor negativo indica um fluxo líquido para dentro.

Rearranjando a Eq. 5–9 como $dm_{VC}/dt + \dot{m}_{\text{sai}} - \dot{m}_{\text{ent}} = 0$, a equação da conservação da massa para um volume de controle estacionário pode ser expressa como

$$\textit{Forma geral da conservação da massa:}\quad \frac{d}{dt}\int_{VC} \rho\, dV + \int_{SC} \rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\, dA = 0 \qquad \textbf{(5–15)}$$

A expressão anterior afirma que *a taxa de variação da massa dentro do volume de controle mais o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual a zero.*

Separando a integral de superfície na Eq. 5–15 em duas partes – uma para as correntes de saída (positiva) e outra para as correntes de entrada (negativa) –, a equação de conservação da massa também pode ser expressa por

$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho\, dV + \sum_{\text{sai}} \rho\left|V_n\right| dA - + \sum_{\text{ent}} \rho\left|V_n\right| dA = 0 \qquad \textbf{(5–16)}$$

onde A representa a área de uma entrada ou de uma saída e os símbolos dos somatórios são usados para enfatizar que *todas* as entradas e saídas devem ser levadas em conta. Usando a definição de taxa de fluxo de massa, a Eq. 5–16 também pode ser expressa por

$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho\, dV = \sum_{\text{ent}} \dot{m} - \sum_{\text{sai}} \dot{m} \quad \text{ou} \quad \frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{\text{ent}} \dot{m} - \sum_{\text{sai}} \dot{m} \qquad \textbf{(5–17)}$$

As Eqs. 5–15 e 5–16 também são válidas para volumes de controle móveis ou que se deformam, desde que a *velocidade absoluta* $\vec{V}$ seja substituída pela *velocidade relativa* $\vec{V}_r$, que é a velocidade do fluido relativa à superfície de controle.

Balanço de massa para processos com escoamento em regime permanente

Durante um processo com escoamento em regime permanente, a quantidade total de massa contida dentro de um volume de controle não muda com o tempo (m_{VC} = constante). Assim, o princípio de conservação da massa exige que a quantidade total de massa que entra em um volume de controle seja igual à quantidade total de massa que dele sai. Para o bocal de uma mangueira de jardim operando em regime permanente, por exemplo, a quantidade de água que entra no bocal por unidade de tempo é igual à quantidade de água que sai do bocal por unidade de tempo.

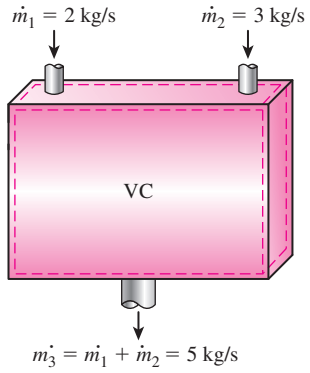


FIGURA 5–7 O princípio de conservação da massa de um sistema com escoamento em regime permanente com duas entradas e uma saída.

Ao lidarmos com processos com escoamento em regime permanente, não estamos interessados na quantidade de massa que escoa para dentro ou para fora de um dispositivo ao longo do tempo; em vez disso, estamos interessados na quantidade de massa que escoa por unidade de tempo, ou seja, *fluxo de massa* $\dot{m}$. *O princípio de conservação da massa* para um processo em regime permanente aplicado a um volume de controle com várias entradas e saídas (Fig. 5–7) pode ser expresso em forma de taxa como

Escoamento em regime permanente: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m} = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \quad (\text{kg/s}) \qquad \textbf{(5–18)}$$

Essa equação declara que *a taxa total com que a massa entra em um volume de controle é igual à taxa total com que a massa sai do volume de controle.*

Muitos dispositivos de engenharia como bocais, difusores, turbinas, compressores e bombas envolvem uma única corrente (apenas uma entrada e uma saída). Nesses casos, denotamos o estado de entrada por subscrito 1 e o estado de saída por subscrito 2, e tiramos os sinais de somatória. Assim, para volumes de controle com *escoamento em regime permanente* e *corrente única*, a Eq. 5–18 fica reduzida a

Escoamento em regime permanente (corrente única):
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \qquad \textbf{(5–19)}$$

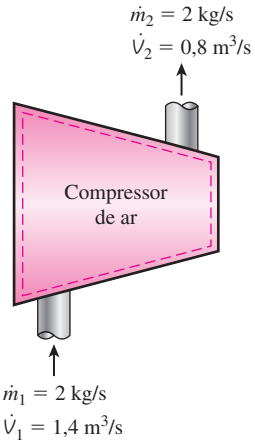


FIGURA 5–8 Durante um processo com escoamento em regime permanente, as vazões volumétricas não são necessariamente conservadas, mas as vazões mássicas sim.

Caso especial: escoamento incompressível

As equações de conservação da massa podem ser simplificadas ainda mais quando o fluido é incompressível, que é geralmente o caso dos líquidos. Cancelando a densidade em ambos os lados da equação para processos em regime permanente, temos

Escoamento incompressível em regime permanente: $$\sum_{\text{ent}} \dot{V} = \sum_{\text{sai}} \dot{V} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \qquad \textbf{(5–20)}$$

Para sistemas com escoamento em regime permanente de corrente única, a equação se reduz a

Escoamento incompressível em regime permanente (corrente única):
$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \longrightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2 \qquad \textbf{(5–21)}$$

Deve-se ter sempre em mente que não existe um princípio de "conservação do volume". Assim, as vazões volumétricas de entrada e de saída em um dispositivo em um processo em regime permanente podem ser diferentes. A vazão volumétrica na saída de um compressor de ar é muito menor do que a vazão na entrada, embora a vazão mássica através do compressor seja constante (Fig. 5–8). Isso acontece devido à densidade mais alta do ar na saída do compressor. Entretanto, para escoamento de líquidos em regime permanente, as vazões volumétricas, bem como as vazões mássicas, permanecem constantes, uma vez que os líquidos são substâncias essencialmente incompressíveis (densidade constante). A água que escoa através do bocal de uma mangueira de jardim é um exemplo deste último caso.

O princípio de conservação da massa tem por base observações experimentais e exige que toda a massa seja levada em conta durante um processo. Se você consegue calcular o saldo da sua conta bancária (controlando depósitos e retiradas, ou simplesmente observando o princípio de "conservação do dinheiro"), não terá dificuldades em aplicar o princípio de conservação da massa aos sistemas de engenharia.

EXEMPLO 5–1 Escoamento da água através de um bocal de mangueira de jardim

Uma mangueira de jardim conectada a um bocal é usada para encher um balde de 10 galões. O diâmetro interno da mangueira é de 2 cm, e ele se reduz a 0,8 cm na saída do bocal (Fig. 5–9). Considerando que são necessários 50 segundos para encher o balde com água, determine (*a*) as vazões volumétrica e mássica de água através da mangueira e (*b*) a velocidade média da água na saída do bocal.

FIGURA 5–9 Esquema para o Exemplo 5–1.

SOLUÇÃO Uma mangueira de jardim é usada para encher um balde. As vazões volumétrica e mássica e a velocidade da água na saída devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A água é uma substância incompressível. **2** O escoamento na mangueira é em regime permanente. **3** A água não respinga para fora do balde.

Propriedades Admitimos a densidade da água como 1.000 kg/m^3 = 1 kg/L.

Análise (*a*) Observando que 10 galões de água são descarregados em 50 s, as vazões volumétrica e mássica de água são

$$\dot{V} = \frac{V}{\Delta t} = \frac{10\ \text{gal}}{50\ \text{s}}\left(\frac{3{,}7854\ \text{L}}{1\ \text{gal}}\right) = \mathbf{0{,}757\ L/s}$$

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = (1\ \text{kg/L})(0{,}757\ \text{L/s}) = \mathbf{0{,}757\ kg/s}$$

(*b*) A área da seção transversal da saída do bocal é

$$A_{\text{sai}} = \pi r_{\text{sai}}^2 = \pi(0{,}4\ \text{cm})^2 = 0{,}5027\ \text{cm}^2 = 0{,}5027 \times 10^{-4}\ \text{m}^2$$

A vazão volumétrica na mangueira e no bocal é constante. Assim, a velocidade média da água na saída do bocal resulta

$$V_{\text{sai}} = \frac{\dot{V}}{A_{\text{sai}}} = \frac{0{,}757\ \text{L/s}}{0{,}5027 \times 10^{-4}\ \text{m}^2}\left(\frac{1\ \text{m}^3}{1.000\ \text{L}}\right) = \mathbf{15{,}1\ m/s}$$

Discussão Pode-se mostrar que a velocidade média na mangueira é de 2,4 m/s. Portanto, o bocal aumenta a velocidade da água em mais de seis vezes.

EXEMPLO 5–2 Descarga da água de um tanque

Um tanque cilíndrico inicialmente cheio de água tem 4 pés de altura e 3 pés de diâmetro, e sua parte superior está aberta para a atmosfera. A tampa que cobre a descarga próxima à parte inferior do tanque é removida, e um jato de água de diâmetro igual a 0,5 pol sai pelo orifício (Fig. 5–10). A velocidade média do jato é aproximadamente $V = \sqrt{2gh}$, onde h é a altura da água dentro do tanque, medida a partir do centro do orifício (uma variável), e g é a aceleração gravitacional. Determine o tempo necessário para que o nível da água caia até 2 pés medidos a partir da parte inferior do tanque.

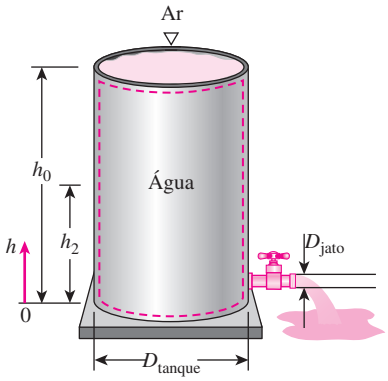


FIGURA 5–10 Esquema para o Exemplo 5–2.

SOLUÇÃO A tampa próxima à parte inferior de um tanque de água é retirada. O tempo que levará para que metade da água saia do tanque deve ser determinado.

Hipóteses **1** A água é uma substância incompressível. **2** A distância entre a parte inferior do tanque e o centro do orifício é desprezível, quando comparada à altura total da água. **3** A aceleração gravitacional é de 32,2 pés/s^2.

Análise Definimos o volume ocupado pela água como o volume de controle. Neste caso, o tamanho do volume de controle diminui à medida que o nível da água cai,

(*continua*)

(*continuação*)

portanto este é um volume de controle variável. (Também poderíamos tratá-lo como um volume de controle fixo compreendendo o volume interior do tanque e desprezando o ar que substitui o espaço criado pela água que saiu.) Obviamente, este é um problema de escoamento em regime transiente, uma vez que as propriedades (como a quantidade de massa) do volume de controle mudam com o tempo. A equação de conservação da massa para um volume de controle que está passando por qualquer processo é dada na forma de taxa por

$$\dot{m}_{\text{ent}} - \dot{m}_{\text{sai}} = \frac{dm_{\text{VC}}}{dt} \tag{1}$$

Durante esse processo nenhuma massa entra no volume de controle ($\dot{m}_{\text{e}} = 0$), e a vazão mássica de água descarregada pode ser expressa por

$$\dot{m}_{\text{sai}} = (\rho VA)_{\text{sai}} = \rho\sqrt{2gh}A_{\text{jato}} \tag{2}$$

onde $A_{\text{jato}} = \pi D^2_{\text{jato}}/4$ é a área da seção transversal do jato, que é constante. Observando que a densidade da água também é constante, a massa de água do tanque em determinado instante é

$$m_{\text{VC}} = \rho = \rho A_{\text{tanque}} h \tag{3}$$

onde $A_{\text{tanque}} = \pi D^2_{\text{tanque}}/4$ é a área da base do tanque cilíndrico. Substituindo as Eqs. 2 e 3 no balanço de massa (Eq. 1), temos

$$-\rho\sqrt{2gh}A_{\text{jato}} = \frac{d(\rho A_{\text{tanque}} h)}{dt} \rightarrow -\rho\sqrt{2gh}(\pi D^2_{\text{jato}}/4) = \frac{\rho(\pi D^2_{\text{tanque}}/4)\,dh}{dt}$$

Cancelando as densidades e outros termos comuns, e separando as variáveis, temos

$$dt = \frac{D^2_{\text{tanque}}}{D^2_{\text{jato}}}\frac{dh}{\sqrt{2gh}}$$

Integrando de $t = 0$ onde $h = h_0$ até $t = t$ onde $h = h_2$, temos

$$\int_0^t dt = -\frac{D^2_{\text{tanque}}}{D^2_{\text{jato}}\sqrt{2g}}\int_{h_0}^{h_2}\frac{dh}{\sqrt{h}} \rightarrow t = \frac{\sqrt{h_0} - \sqrt{h_2}}{\sqrt{g/2}}\left(\frac{D_{\text{tanque}}}{D_{\text{jato}}}\right)^2$$

Realizando as substituições, temos que o tempo de descarga é dado por

$$t = \frac{\sqrt{4\text{ pé}} - \sqrt{2\text{ pé}}}{\sqrt{32{,}2/2\text{ pé/s}^2}}\left(\frac{3 \times 12\text{ pol}}{0{,}5\text{ pol}}\right)^2 = 757\text{ s} = \mathbf{12{,}6\text{ min}}$$

Assim, metade do tanque será esvaziado em 12,6 minutos após o orifício de descarga ser destampado.

Discussão Usando a mesma relação com $h_2 = 0$ temos $t = 43{,}1$ min para a descarga de toda a quantidade de água do tanque. Assim, o esvaziamento da metade inferior do tanque é muito mais demorado que o esvaziamento da metade superior. Isso se deve à diminuição da velocidade média de descarga da água com a diminuição da *altura h*.

5–2 TRABALHO DE FLUXO E A ENERGIA DE ESCOAMENTO DE UM FLUIDO

Ao contrário dos sistemas fechados, os volumes de controle envolvem o fluxo de massa através de suas fronteiras, e uma certa quantidade de trabalho é necessária para empurrar a massa para dentro ou para fora do volume de controle. Esse trabalho é conhecido como **trabalho de fluxo** ou **energia de escoamento**. Ele é necessário para a manutenção de um escoamento contínuo através de um volume de controle.

Para obtenção de uma equação para o trabalho de fluxo, considere um elemento fluido com volume V como mostrado na Fig. 5–11. O fluido que está imediatamente a montante força esse elemento fluido a entrar no volume de controle; assim, ele pode ser visto como um pistão imaginário. O elemento de fluido pode ser assumido como suficientemente pequeno, de forma que suas propriedades sejam uniformes.

Se a pressão do fluido é P e a seção transversal do elemento fluido é A (Fig. 5–12), a força aplicada ao elemento fluido pelo pistão imaginário é

$$F = PA \tag{5–22}$$

Para empurrar todo o elemento fluido para dentro do volume de controle, essa força deve agir por uma distância L. Assim, o trabalho realizado para empurrar o elemento de fluido através da fronteira (ou seja, o trabalho de fluxo) é

$$W_{\text{fluxo}} = FL = PAL = PV \qquad (\text{kJ}) \tag{5–23}$$

O trabalho de fluxo por unidade de massa é obtido pela divisão de ambos os lados dessa equação pela massa do elemento fluido:

$$w_{\text{fluxo}} = Pv \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{5–24}$$

A equação para o trabalho de fluxo é a mesma, seja o fluido empurrado para dentro ou para fora do volume de controle (Fig. 5–13).

É um fato interessante que, ao contrário dos outros tipos de trabalho, o trabalho de fluxo seja expresso por propriedades. Na verdade, ele é o produto de duas propriedades do fluido. Por esse motivo, algumas pessoas o veem como uma *combinação de propriedades* (como a entalpia) e se referem a ele como *energia de escoamento, energia de convecção* ou *energia transportada pelo escoamento*, em vez de trabalho de fluxo. Outros, porém, argumentam corretamente que o produto Pv apenas representa energia de fluidos em escoamento, e não representa nenhuma forma de energia dos sistemas em que não ocorre escoamento (fechados). Entretanto, ele deve ser tratado como trabalho. Essa controvérsia provavelmente nunca acabará, mas é reconfortante saber que ambos os argumentos conduzem ao mesmo resultado na equação de energia. Na discussão seguinte, consideramos a energia de escoamento como parte da energia de um fluido em escoamento, uma vez que ela simplifica bastante o balanço de energia dos volumes de controle.

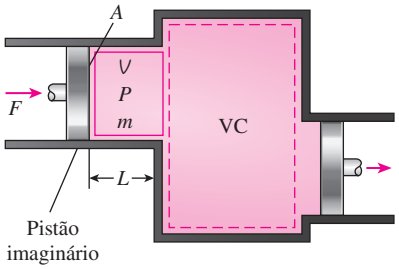


FIGURA 5–11 Esquema do trabalho de fluxo.

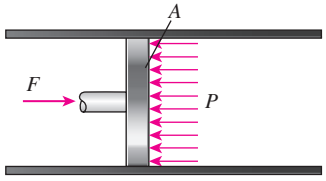


FIGURA 5–12 Na ausência de aceleração, a força aplicada em um fluido por um pistão é igual à força aplicada no pistão pelo fluido.

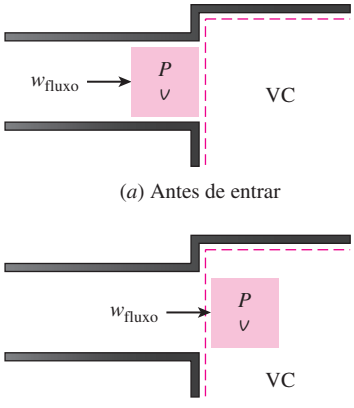


FIGURA 5–13 O trabalho de fluxo é a energia necessária para empurrar um fluido para fora ou para dentro de um volume de controle e é igual a Pv.

Energia total de um fluido escoando

Como discutimos no Cap. 2, a energia total de um sistema compressível simples é composta de três partes: energias interna, cinética e potencial (Fig. 5–14). Em unidade de massa, ela é expressa por

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{5–25}$$

onde V é a velocidade e z é a altura do sistema em relação a algum ponto de referência externo.

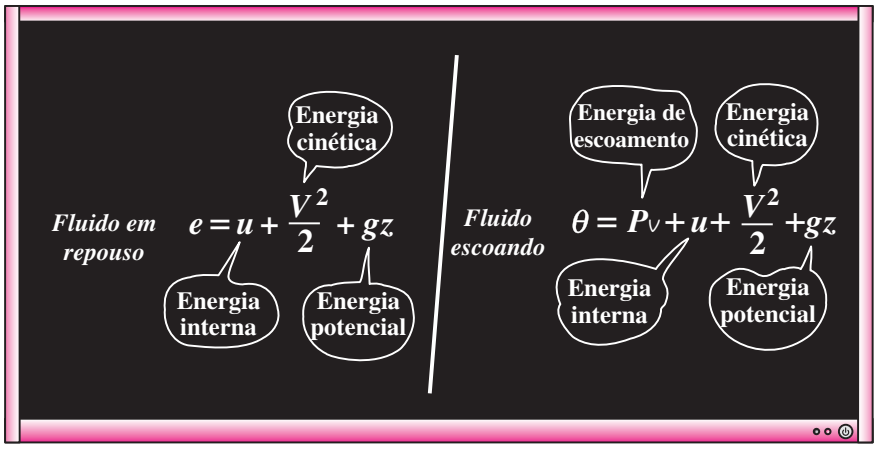


FIGURA 5–14 A energia total é composta de três partes em um fluido em repouso e de quatro partes em um fluido em escoamento.

O fluido que entra ou sai de um volume de controle possui uma forma adicional de energia – a *energia de escoamento* Pv, como já foi discutido. Então a energia total por unidade de massa (denotado por θ) de um **fluido escoando** é

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + \text{ec} + \text{ep}) \qquad \textbf{(5–26)}$$

Entretanto, a combinação $Pv + u$ já foi definida anteriormente como a entalpia h. Assim, a Eq. 5–26 se reduz a

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(5–27)}$$

Com o uso da entalpia em vez da energia interna para representar a energia de um fluido em escoamento, não é necessário se preocupar com o trabalho de fluxo. A entalpia leva em conta automaticamente a energia necessária para empurrar o fluido para dentro ou para fora do volume de controle. Na verdade, esse é o principal motivo para definir a propriedade entalpia. De agora em diante, a energia de uma corrente de fluido escoando para ou de um volume de controle será representada pela Eq. 5–27, e nenhuma referência será feita ao trabalho de fluxo ou à energia de escoamento.

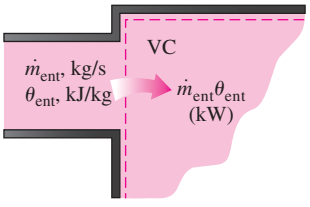


FIGURA 5–15 O produto $\dot{m}_{ent}\theta_{ent}$ é a energia transportada pela massa por unidade de tempo para dentro do volume de controle.

Transporte de energia pela massa

Observando que θ é a energia total por unidade de massa, a energia total de um fluido de massa m *escoando* é simplesmente $m\theta$, desde que as propriedades da massa m sejam uniformes. Da mesma forma, quando uma corrente de um fluido com propriedades uniformes escoa com uma vazão mássica de $\dot{m}$, o fluxo de energia, isto é, a taxa com que a energia é transportada por essa corrente, é $\dot{m}\theta$ (Fig. 5–15). Ou seja,

$$\textit{Quantidade de energia transportada: } E_{\text{massa}} = m\theta = m\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(5–28)}$$

$$\textit{Taxa de transporte de energia: } \dot{E}_{\text{massa}} = \dot{m}\theta = \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kW}) \qquad \textbf{(5–29)}$$

Quando as energias cinética e potencial de uma corrente de fluido são desprezíveis, como em geral acontece, essas equações podem ser simplificadas para $E_{\text{massa}} = mh$ e $\dot{E}_{\text{massa}} = \dot{m}h$.

Em geral, a energia total transportada pela massa para dentro ou fora do volume do controle não é de fácil determinação, uma vez que as propriedades da massa

em cada entrada ou saída podem variar com o tempo, bem como ao longo da seção transversal.

Assim, a única maneira de determinar o transporte de energia através de uma abertura em decorrência do fluxo de massa é considerar massas diferenciais suficientemente pequenas δm que têm propriedades uniformes, e somar suas energias totais durante o escoamento.

Observando novamente que θ é a energia total por unidade de massa, a energia total do escoamento de um fluido de massa δm é $\theta\ \delta m$. Então, a energia total ransportada pela massa através de uma entrada ou saída ($m_{ent}\theta_{ent}$ e $m_{sai}\theta_{sai}$) deve ser obtida por integração. Para uma entrada, por exemplo, ela torna-se

$$E_{\text{ent, massa}} = \int_{m_{ent}} \theta_{ent}\, \delta m_{ent} = \int_{m_{ent}} \left(h_{ent} + \frac{V_e^2}{2} + g z_{ent} \right) \delta m_{ent} \qquad \textbf{(5–30)}$$

A maioria dos escoamentos encontrados na prática pode ser aproximada como em regime permanente e unidimensional e, portanto, as relações simples apresentadas nas Eqs. 5–28 e 5–29 podem ser usadas para representar a energia transportada por uma corrente de fluido.

EXEMPLO 5–3 Energia transportada pela massa

Vapor escapa de uma panela de pressão de 4 L, cuja pressão de operação é de 150 kPa (Fig. 5–16). Observa-se que a quantidade de líquido da panela diminuiu em 0,6 L em 40 minutos, após o estabelecimento de condições de operação estáveis, e a área da seção transversal da abertura de saída é dada como 8 mm^2. Determine (*a*) o fluxo de massa do vapor e a velocidade de saída, (*b*) as energias total e de escoamento por unidade de massa de vapor e (*c*) a taxa na qual a energia sai da panela transportada pelo vapor.

SOLUÇÃO O vapor sai de uma panela de pressão a uma pressão especificada. A velocidade, o fluxo de massa, as energias total e de escoamento e o fluxo de energia devem ser determinados.

Hipóteses **1** O escoamento se dá em regime permanente e o período inicial de aquecimento é desprezado. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis e, portanto, não serão consideradas. **3** Condições de saturação prevalecem dentro da panela durante todo o tempo, de modo que o vapor sai da panela como vapor saturado à pressão da panela.

Propriedades As propriedades de saturação da água a 150 kPa são $v_l = 0{,}001053$ m^3/kg, $v_v = 1{,}1594$ m3/kg, $u_v = 2.519{,}2$ kJ/kg, e $h_v = 2.693{,}1$ kJ/kg (Tab. A–5).

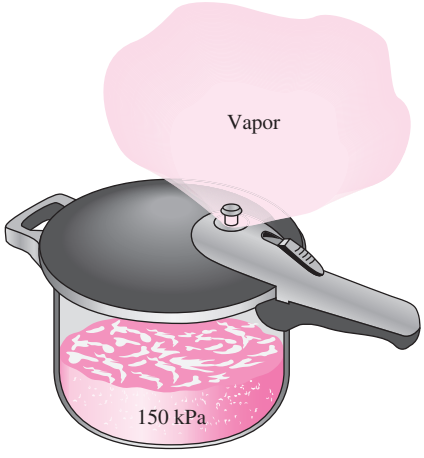
Análise (*a*) Condições de saturação prevalecem dentro da panela de pressão durante todo o tempo após o estabelecimento de condições de operação estáveis. Assim, o líquido tem propriedades de líquido saturado e o vapor que escapa tem propriedades do vapor saturado à pressão de operação. A quantidade de líquido que evaporou, o fluxo de massa e a velocidade de saída são

$$m = \frac{\Delta V_{\text{liq}}}{v_l} = \frac{0{,}6\ \text{L}}{0{,}001053\ \text{m}^3/\text{kg}} \left(\frac{1\ \text{m}^3}{1.000\ \text{L}} \right) = 0{,}570\ \text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \frac{0{,}570\ \text{kg}}{40\ \text{min}} = 0{,}0142\ \text{kg/min} = \mathbf{2{,}37 \times 10^{-4}\ kg/s}$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_v A_c} = \frac{\dot{m} v_v}{A_c} = \frac{(2{,}37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(1{,}1594\ \text{m}^3/\text{kg})}{8 \times 10^{-6}\ \text{m}^2} = \mathbf{34{,}3\ m/s}$$

(continua)



Panela de pressão

FIGURA 5–16 Esquema para o Exemplo 5–3.

FIGURA 5–17 Muitos sistemas de engenharia, como as usinas de potência, operam sob condições de regime permanente.

© *Vol. 57/PhotoDisc/Getty RF.*

(*continuação*)

(*b*) Lembrando que $h = u + Pv$ e que as energias cinética e potencial são desprezadas, as energias de escoamento e total do vapor que escapa são

$$e_{\text{fluxo}} = Pv = h - u = 2.693{,}1 - 2.519{,}2 = \mathbf{173{,}9\ kJ/kg}$$

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} \cong h = \mathbf{2.693{,}1\ kJ/kg}$$

Observe que a energia cinética neste caso é $\text{ec} = V^2/2 = (34{,}3\ \text{m/s})^2/2 = 588\ \text{m}^2/\text{s}^2 = 0{,}588\ \text{kJ/kg}$, que é pequena comparada à entalpia.

(*c*) A taxa na qual a energia sai da panela com a massa é simplesmente o produto do fluxo de massa pela energia total por unidade de massa de vapor,

$$\dot{E}_{\text{massa}} = \dot{m}\theta = (2{,}37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(2693{,}1\ \text{kJ/kg}) = 0{,}638\ \text{kJ/s} = \mathbf{0{,}638\ kW}$$

Discussão Isoladamente, o valor numérico da energia que sai da panela com o vapor não tem muito significado, uma vez que esse valor depende de um estado de referência escolhido para a entalpia (ele poderia até ser negativo). Na análise, o valor importante é a diferença entre as entalpias do vapor expelido e do líquido dentro da panela (que é h_{lv}), já que esta é diretamente proporcional à quantidade de energia fornecida à panela.

5–3 ANÁLISE DA ENERGIA EM SISTEMAS SOB REGIME PERMANENTE

Diversos dispositivos de engenharia, como turbinas, compressores e bocais, operam por longos períodos sob as mesmas condições, tão logo um transiente inicial seja vencido e seja estabelecido um regime de operação estável. Esses dispositivos são classificados como dispositivos de *escoamento em regime permanente* (Fig. 5–17). Os processos que envolvem tais dispositivos podem ser razoavelmente bem representados por um processo algo idealizado, chamado de **processo em regime permanente**, que foi definido no Cap. 1 como *um processo onde as propriedades do fluido podem mudar de um ponto para outro dentro do volume de controle*, mas em qualquer ponto fixo elas permanecem constantes durante todo o processo. (Lembre-se: regime *permanente* significa *sem variação com o tempo.*)

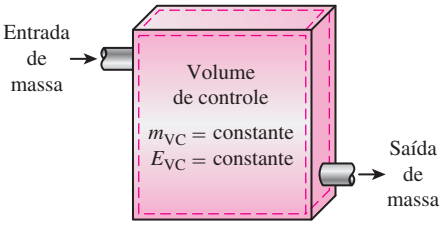


FIGURA 5–18 Sob condições de regime permanente, a massa e a energia contidas em um volume de controle permanecem constantes.

Durante um processo com escoamento em regime permanente, nenhuma propriedade intensiva ou extensiva *dentro do volume de controle* muda com o tempo. Assim, o volume V, a massa m e o conteúdo de energia total E do volume de controle permanecem constantes (Fig. 5–18). Consequentemente, o trabalho de fronteira é zero para os volumes de controle com escoamento em regime permanente (uma vez que V_{VC} = constante), e a massa ou a energia total que entra no volume de controle deve ser igual à massa ou à energia total que sai (uma vez que m_{VC} = constante e E_{VC} = constante). Essas observações simplificam bastante a análise.

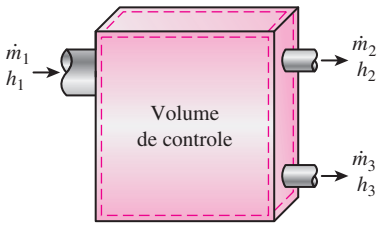


FIGURA 5–19 Sob condições de regime permanente, as propriedades do fluido em uma entrada ou em uma saída permanecem constantes (não variam com o tempo).

As propriedades do fluido em uma entrada ou saída permanecem constantes durante um processo com escoamento em regime permanente. As propriedades podem, entretanto, ser diferentes em entradas e saídas diferentes. Elas podem até mesmo variar na seção transversal de uma entrada ou de uma saída. Todas as propriedades, porém, incluindo a velocidade e a altura, devem permanecer constantes com o tempo em um ponto fixo de uma entrada ou saída. Assim, o fluxo de massa em uma abertura deve permanecer constante durante um processo com escoamento em regime permanente (Fig. 5–19). Como simplificação adicional, as propriedades do fluido em uma abertura geralmente são consideradas uniformes (um valor médio) ao longo da seção transversal. Assim, as propriedades do fluido em uma entrada ou saída podem ser especificadas pelos seus valores médios. Além disso, as interações de *calor* e *trabalho* entre um volume de controle com escoamento

em regime permanente e sua vizinhança não mudam com o tempo. Portanto, a potência produzida por um volume de controle e a taxa de transferência de calor de ou para um volume de controle permanecem constantes durante um processo com escoamento em regime permanente.

O *balanço de massa* aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente foi expresso na Seção 5–1 por

$$\sum_{\text{ent}} \dot{m} = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \qquad \text{(kg/s)} \tag{5–31}$$

O balanço de massa aplicado a um volume de controle com uma corrente única (uma entrada e uma saída) foi dado por

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \longrightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{5–32}$$

onde os subscritos 1 e 2 denotam os estados de entrada e saída, ρ é a densidade, V é a velocidade média de escoamento na direção do escoamento e A é a área da seção transversal normal à direção do escoamento.

Durante um processo em regime permanente, o conteúdo de energia total de um volume de controle permanece constante ($E_{\text{VC}} = \text{constante}$) e, portanto, a variação na energia total do volume de controle é zero ($\Delta E_{\text{VC}} = 0$). Portanto, a quantidade de energia que entra em um volume de controle sob todas as formas (calor, trabalho e fluxo de massa) deve ser igual à quantidade de energia que deixa o volume de controle. Então, na forma de taxa, o balanço de energia aplicado a um processo em regime permanente é

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \overset{\text{0 (regime permanente)}}{\nearrow} = 0 \tag{5–33}$$

ou

$$\textit{Balanço de energia:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{ent}}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias} \\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} \qquad \text{(kW)} \tag{5–34}$$

Observando que a energia pode ser transferida apenas por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de energia da Eq. 5–34 aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente pode ser escrito mais explicitamente como

$$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{sai}} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}\theta \tag{5–35}$$

ou

$$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \underbrace{\sum_{\text{ent}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada entrada}} = \dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{sai}} + \underbrace{\sum_{\text{sai}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada saída}} \tag{5–36}$$

uma vez que a energia por unidade de massa de um fluido em escoamento é $\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + V^2/2 + gz$. A equação do balanço de energia aplicada a volumes de controle em regime permanente apareceu pela primeira vez em 1859, em um livro alemão sobre termodinâmica escrito por Gustav Zeuner.

Considere, por exemplo, um aquecedor elétrico de água operando em regime permanente, como mostra a Fig. 5–20. Uma corrente de água fria com um fluxo de massa $\dot{m}$ entra continuamente no aquecedor, e uma corrente de água quente à mesma vazão escoa continuamente para fora. O aquecedor de água (o volume de controle) perde calor para o ar ambiente à taxa de $\dot{Q}_{\text{sai}}$, e o elemento de aquecimento elétrico fornece trabalho elétrico (aquecimento) para a água à taxa de $\dot{W}_{\text{ent}}$. Com base no princípio de conservação da energia, podemos afirmar que a corrente de água sofre

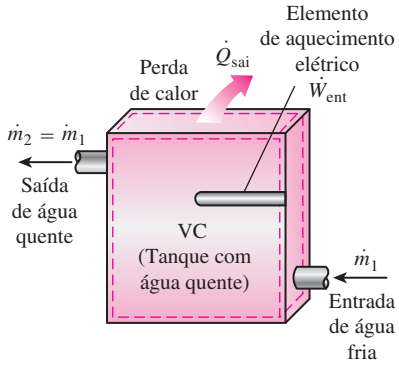


FIGURA 5–20 Um aquecedor de água operando em regime permanente.

um aumento em sua energia total à medida que escoa pelo aquecedor. Esse aumento é igual à energia elétrica fornecida para a água menos as perdas de calor.

O balanço de energia recém-apresentado tem natureza intuitiva e é fácil de ser aplicado quando as magnitudes e as direções das transferências de calor e de trabalho são conhecidas. Porém, ao realizar-se um estudo analítico geral ou resolver um problema que envolve uma interação desconhecida de calor ou trabalho, é preciso arbitrar uma direção para as interações de calor ou trabalho. Em tais casos, a prática comum é arbitrar que calor é transferido *para o sistema* (entrada de calor) à taxa de $\dot{Q}$, e que trabalho é realizado *pelo sistema* (saída de trabalho) à taxa de $\dot{W}$, para então resolver o problema. Neste caso, a primeira lei ou equação do balanço de energia aplicada a um volume de controle com escoamento em regime permanente resulta

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\sum_{\text{sai}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada saída}} - \underbrace{\sum_{\text{ent}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada entrada}} \qquad \textbf{(5–37)}$$

A obtenção de um valor negativo para $\dot{Q}$ ou $\dot{W}$ significa simplesmente que a direção admitida está errada e deve ser invertida. Para dispositivos com corrente única, a equação do balanço de energia para processos em regime permanente torna-se

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \qquad \textbf{(5–38)}$$

Dividindo a Eq. 5–38 por $\dot{m}$ resulta que o balanço de energia por unidade de massa é

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(5–39)}$$

onde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ e $w = \dot{W}/\dot{m}$ são a transferência de calor e o trabalho realizado por unidade de massa do fluido de trabalho, respectivamente. Se o fluido sofrer uma variação desprezível em suas energias cinética e potencial enquanto escoa através do volume de controle (ou seja, $\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$), a equação do balanço de energia é reduzida a

$$q - w = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(5–40)}$$

Os diversos termos que aparecem nas equações anteriores são os seguintes:

$\dot{Q}$ = **taxa de transferência de calor entre o volume de controle e suas vizinhanças.** Quando o volume de controle estiver perdendo calor (como no caso do aquecedor de água), $\dot{Q}$ é negativo. Se o volume de controle estiver bem isolado (ou seja, adiabático), então $\dot{Q} = 0$.

$\dot{W}$ = **potência.** Nos dispositivos com escoamento em regime permanente, o volume é constante e, assim, não há trabalho de fronteira. Já o trabalho necessário para empurrar massa para dentro e para fora do volume de controle é computado usando as entalpias no cálculo da energia das correntes de fluido, em vez das energias internas. Assim, $\dot{W}$ representa as formas restantes de trabalho realizado por unidade de tempo (Fig. 5–21). Muitos dispositivos com escoamento em regime permanente, como turbinas, compressores e bombas transmitem potência por meio de um eixo, e $\dot{W}$ torna-se simplesmente a potência do eixo daqueles dispositivos. Se a superfície de controle for atravessada por fios elétricos (como no caso de um aquecedor elétrico de água), $\dot{W}$ representará o trabalho elétrico realizado por unidade de tempo. Se nenhum deles estiver presente, então $\dot{W} = 0$.

$\Delta h = h_2 - h_1$. A variação da entalpia de um fluido pode ser facilmente determinada pela leitura das tabelas dos valores da entalpia nos estados de saída e entrada. Para os gases ideais, ela pode ser aproximada por $\Delta h = c_{p,\,\text{med}}(T_2 - T_1)$. Observe que (kg/s)(kJ/kg) ≡ kW.

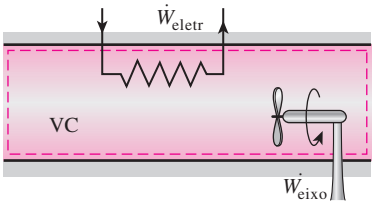


FIGURA 5–21 Em regime permanente, o trabalho de eixo e o trabalho elétrico são as únicas formas de trabalho que podem estar envolvidas em um sistema compressível simples.

$\Delta ec = (V_2^2 - V_1^2)/2$. A unidade de energia cinética é m^2/s^2, que é equivalente a J/kg (Fig. 5–22). Em geral, a entalpia é dada em kJ/kg. Para somar essas duas quantidades, a energia cinética deve ser expressa em kJ/kg. Para isto basta dividir a energia cinética por 1.000. Uma velocidade de 45 m/s corresponde a uma energia cinética de apenas 1 kJ/kg, que é um valor bastante pequeno comparado aos valores de entalpia encontrados em situações práticas. Assim, a baixas velocidades, o termo que contém energia cinética pode ser desprezado. Quando uma corrente de fluido entra e sai de um dispositivo com escoamento em regime permanente mais ou menos à mesma velocidade ($V_1 \cong V_2$), a variação na energia cinética será próxima de zero, independentemente da velocidade. Entretanto, velocidades altas exigem cuidado, pois pequenas variações nas velocidades podem causar variações significativas na energia cinética (Fig. 5–23).

$\Delta ep = g(z_2 - z_1)$. Um argumento semelhante pode ser usado para o termo da energia potencial. Uma variação de 1 kJ/kg na energia potencial corresponde a uma diferença de altura de 102 m. A diferença de altura entre a entrada e a saída da maior parte dos dispositivos industriais, como turbinas e compressores, está bem abaixo desse valor e o termo da energia potencial sempre é desprezado nesses dispositivos. A única situação em que o termo da energia potencial é significativo é quando um processo envolve o bombeamento de um fluido para alturas elevadas e queremos saber a potência de bombeamento necessária.

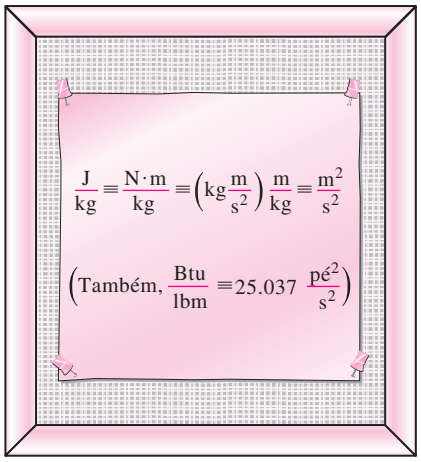

$\frac{J}{kg} \equiv \frac{N \cdot m}{kg} \equiv \left(kg \frac{m}{s^2}\right) \frac{m}{kg} \equiv \frac{m^2}{s^2}$
$\left(\text{Também, } \frac{Btu}{lbm} \equiv 25.037 \frac{pé^2}{s^2}\right)$

FIGURA 5–22 As unidades m^2/s^2 e J/Kg são equivalentes.

V_1 m/s	V_2 m/s	Δec kJ/kg
0	45	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

FIGURA 5–23 Em velocidades muito altas, mesmo pequenas alterações de velocidade podem provocar alterações significativas na energia cinética de um fluido.

5–4 ALGUNS DISPOSITIVOS DA ENGENHARIA COM ESCOAMENTO EM REGIME PERMANENTE

Muitos dispositivos de engenharia operam essencialmente sob as mesmas condições por longos períodos de tempo. Os componentes de uma usina de potência a vapor (turbinas, compressores, trocadores de calor e bombas), por exemplo, operam ininterruptamente durante meses até que o sistema seja paralisado para manutenção (Fig. 5–24). Portanto, esses dispositivos podem ser convenientemente analisados como dispositivos com escoamento em regime permanente.

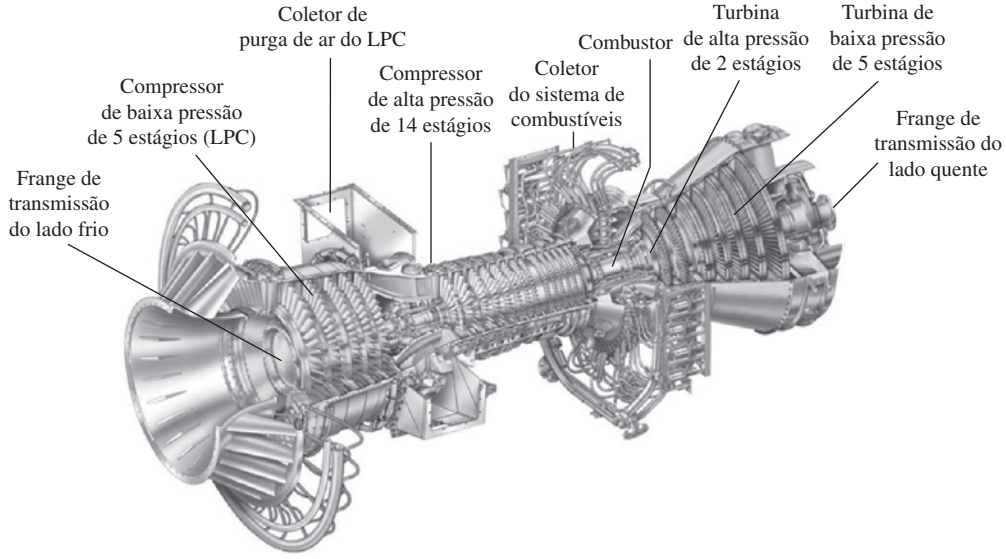

Coletor de purga de ar do LPC
Compressor de baixa pressão de 5 estágios (LPC)
Compressor de alta pressão de 14 estágios
Coletor do sistema de combustíveis
Combustor
Turbina de alta pressão de 2 estágios
Turbina de baixa pressão de 5 estágios
Frange de transmissão do lado frio
Frange de transmissão do lado quente

FIGURA 5–24 Uma moderna turbina a gás usada para a produção de energia elétrica. Trata-se de uma turbina LM5.000 da General Electric. Ela tem 6,2 m de comprimento, pesa 12,5 ton e produz 55,2 MW a 3.600 rpm com injeção de vapor.

Cortesia da GE Power Systems.

Nesta seção, são descritos alguns dispositivos comuns com escoamento em regime permanente e são analisados os aspectos termodinâmicos do escoamento através deles. Os princípios de conservação da massa e da energia para esses dispositivos são ilustrados com exemplos.

1 Bocais e difusores

Os bocais e difusores normalmente são utilizados em motores a jato, foguetes, ônibus espaciais e até mesmo em mangueiras de jardim. Um **bocal** é um dispositivo que *aumenta a velocidade de um fluido* à custa da pressão. Um **difusor** é um dispositivo que *aumenta a pressão de um fluido* pela sua desaceleração. Ou seja, os bocais e os difusores realizam tarefas opostas. A seção transversal de área de um bocal diminui na direção do fluxo para escoamentos subsônicos e aumenta para escoamentos supersônicos. O inverso vale para os difusores.

A taxa de transferência de calor entre o fluido que escoa em um bocal ou em um difusor e sua vizinhança é geralmente muito pequena ($\dot{Q} \approx 0$), uma vez que o fluido tem altas velocidades e, portanto, não fica dentro do dispositivo tempo suficiente para que ocorra uma transferência de calor significativa. Os bocais e os difusores normalmente não envolvem trabalho ($\dot{W} = 0$), e uma eventual variação na energia potencial é quase sempre desprezível ($\Delta ep \cong 0$). Mas em bocais e em difusores são encontradas velocidades muito altas, e, à medida que um fluido escoa ao longo de um bocal ou de um difusor, ele experimenta grandes variações de velocidade (Fig. 5–25). Portanto, as variações de energia cinética devem ser levadas em conta na análise do escoamento através desses dispositivos ($\Delta ec \neq 0$).

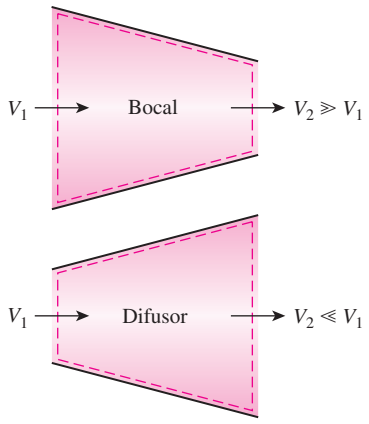


FIGURA 5–25 A forma dos bocais e dos difusores provocam grandes variações nas velocidades dos fluidos (e, portanto, das energias cinéticas).

EXEMPLO 5–4 Desaceleração do ar em um difusor

Ar a 10 °C e 80 kPa entra no difusor de um motor a jato com uma velocidade de 200 m/s. A área de entrada do difusor é de 0,4 m^2. O ar sai do difusor com uma velocidade muito pequena comparada à velocidade de entrada. Determine (*a*) o fluxo de massa de ar e (*b*) a temperatura do ar na saída do difusor.

SOLUÇÃO Ar entra no difusor de um motor a jato a uma velocidade conhecida. O fluxo de massa de ar e a temperatura na saída do difusor devem ser determinados.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constantes com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** O ar é um gás ideal, uma vez que está a uma temperatura alta e a uma pressão baixa com relação a seus valores críticos. **3** A variação de energia potencial é zero, $\Delta ep = 0$. **4** A transferência de calor é desprezível. **5** A energia cinética na saída do difusor é desprezível. **6** Não existem interações de trabalho.

Análise Definimos o *difusor* como o sistema (Fig. 5–26*a*). Esse é um *volume de controle*, uma vez que a massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

(*a*) Para determinar o fluxo de massa, em primeiro lugar temos que encontrar o volume específico do ar. Isso é determinado a partir da equação do gás ideal na condição de entrada:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0{,}287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(283\ \text{K})}{80\ \text{kPa}} = 1.015\ \text{m}^3/\text{kg}$$

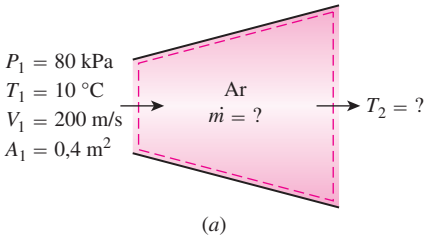


FIGURA 5–26 Esquema para o Exemplo 5–4.

Então,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015\ \text{m}^3/\text{kg}} (200\ \text{m/s})(0{,}4\ \text{m}^2) = \mathbf{78{,}8\ kg/s}$$

Como o escoamento é em regime permanente, o fluxo de massa através de todo o difusor permanecerá constante nesse valor.

(*b*) Sob as hipóteses e observações declaradas, o balanço de energia aplicado a esse volume de controle em regime permanente pode ser expresso em forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \overset{0\ \text{(reg. permanente)}}{\nearrow}}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad \text{(uma vez que } Q \cong 0,\ \dot{W} = 0, \text{ e } \Delta\text{ep} \cong 0\text{)}$$

$$h_2 = h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

A velocidade na saída de um difusor, em geral, é pequena quando comparada à velocidade na entrada ($V_2 \ll V_1$); assim, a energia cinética na saída pode ser desprezada. A entalpia do ar na entrada do difusor é determinada a partir da tabela do ar (Tab. A–17) como

$$h_1 = h_{@\ 283\ \text{K}} = 283{,}14\ \text{kJ/kg}$$

Substituindo, obtemos

$$h_2 = 283{,}14\ \text{kJ/kg} - \frac{0 - (200\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 303{,}14\ \text{kJ/kg}$$

Na Tab. A–17, a temperatura correspondente a esse valor de entalpia é

$$T_2 = \mathbf{303\ K}$$

Discussão Esse resultado mostra que a temperatura do ar aumentou em cerca de 20 °C, em consequência de sua desaceleração no difusor. O aumento da temperatura do ar deve-se principalmente à conversão de energia cinética em energia interna.

EXEMPLO 5–5 Aceleração do vapor em um bocal

Vapor a 250 psia e 700 °F entra em um bocal cuja área de entrada tem 0,2 pé^2. A vazão mássica de vapor é de 10 lbm/s. O vapor sai do bocal a 200 psia com uma velocidade de 900m/s. O calor perdido do bocal por unidade de massa é estimado em 1,2 Btu/lbm. Determine (*a*) a velocidade de entrada e (*b*) a temperatura de saída do vapor.

SOLUÇÃO Vapor entra em um bocal com vazão mássica e velocidade de saída conhecidas. A velocidade de entrada do vapor e a temperatura da saída devem ser determinadas.

(*continua*)

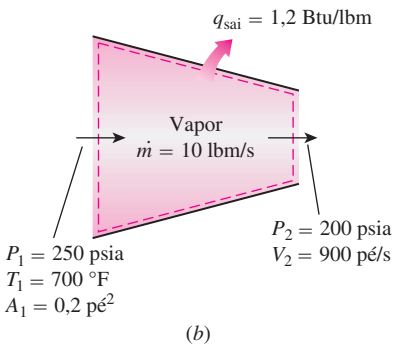


FIGURA 5–26 Esquema para o Exemplo 5–5.

(*continuação*)

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constantes com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Não existem interações de trabalho. **3** A variação da energia potencial é zero, $\Delta ep = 0$.

Análise Definimos o *bocal* como o sistema (Fig. 5–26*b*). Este é um *volume de controle*, pois a massa cruza a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que há apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

(*a*) O volume específico e entalpia de vapor na entrada do bocal são

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 250 \text{ psia} \\ T_1 = 700\ ^\circ\text{F} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} v_1 = 2{,}6883 \text{ pé}^3/\text{lbm} \\ h_1 = 1.371{,}4 \text{ Btu/lbm} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–6E)}$$

então,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1$$

$$10 \text{ lbm/s} = \frac{1}{2{,}6883 \text{ pé}^3/\text{lbm}} (V_1)(0{,}2 \text{ pé}^2)$$

$$V_1 = \mathbf{134{,}4 \text{ pé/s}}$$

(*b*) Sob as hipóteses indicadas e observações, o balanço de energia para este sistema de fluxo constante pode ser expresso na forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida} \\ \text{transferida por calor,} \\ \text{trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação} \\ \text{das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \overset{0 \text{ (regime permanente)}}{\longrightarrow} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{Q}_{sai} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \text{ (uma vez que } \dot{W} = 0, \text{ e } \Delta ep \cong 0)$$

Dividindo pela vazão mássica $\dot{m}$ e substituindo, h_2 é determinado por

$$h_2 = h_1 - q_{sai} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$$= (1.371{,}4 - 1{,}2) \text{ Btu/lbm} - \frac{(900 \text{ pé/s})^2 - (134{,}4 \text{ pé/s})^2}{2}\left(\frac{1 \text{ Btu/lbm}}{25.037 \text{ pé}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 1.354{,}4 \text{ Btu/lbm}$$

então,

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 200 \text{ psia} \\ h_2 = 1.354{,}4 \text{ Btu/lbm} \end{matrix}\right\} \quad T_2 = \mathbf{662{,}0\ ^\circ\text{F}} \qquad \text{(Tab. A–6E)}$$

Discussão Observe que a temperatura do vapor cai 38,0 °F à medida que flui através do bocal. Essa queda na temperatura é principalmente devido à conversão da energia interna em energia cinética. (A perda de calor é muito pequena para causar qualquer efeito significativo neste caso.)

2 Turbinas e compressores

Nas usinas a vapor, a gás ou hidrelétricas, o dispositivo que aciona o gerador elétrico é a turbina. À medida que o fluido escoa através da turbina, trabalho é realizado nas pás que estão presas ao eixo. Como resultado, o eixo gira e a turbina produz trabalho.

Os compressores, assim como as bombas e os ventiladores, são dispositivos utilizados para aumentar a pressão de um fluido. O trabalho é fornecido a esses dispositivos por uma fonte externa por meio de um eixo girante. Assim, os compressores envolvem consumo de trabalho. Embora os três dispositivos funcionem de forma similar, eles diferem nas tarefas executadas. Um *ventilador* aumenta ligeiramente a pressão de um gás, e é usado principalmente para movimentar o gás. Um *compressor* consegue comprimir um gás a pressões bastante altas. O funcionamento das *bombas* é muito parecido com o dos compressores, exceto que elas lidam com líquidos em vez de gases.

Observe que as turbinas produzem potência, enquanto os compressores, as bombas e os ventiladores consomem potência. A transferência de calor das turbinas em geral é desprezível ($\dot{Q} \approx 0$), uma vez que elas são bem isoladas. A transferência de calor também é desprezível nos compressores, a menos que haja resfriamento intencional. As variações de energia potencial são desprezíveis para todos esses dispositivos ($\Delta ep \cong 0$). As velocidades encontradas nesses dispositivos, com exceção das turbinas e dos ventiladores, são em geral muito baixas para causar variações significativas de energia cinética ($\Delta ec \cong 0$). As velocidades dos escoamentos na maioria das turbinas são muito altas, e o fluido sofre uma variação significativa em sua energia cinética. Entretanto, essa variação em geral é muito pequena com relação à variação da entalpia e, portanto, pode ser desprezada.

EXEMPLO 5–6 Compressão de ar por um compressor

Ar a 100 kPa e 280 K é comprimido em regime permanente até 600 kPa e 400 K. O fluxo de massa de ar é de 0,02 kg/s, e ocorre uma perda de calor de 16 kJ/kg durante o processo. Assumindo que as variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis, determine a potência de entrada necessária para esse compressor.

SOLUÇÃO Ar é comprimido por um compressor até uma temperatura e pressão especificadas. A potência fornecida ao compressor deve ser determinada.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constante com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** O ar é um gás ideal, uma vez que está a uma temperatura alta e pressão baixa em relação a seus valores críticos. **3** As variações nas energias cinética e potencial são zero, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

Análise Definimos o *compressor* como o sistema (Fig. 5–27). Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Além disso, o volume de controle perde calor e consome trabalho.

Sob as hipóteses e observações declaradas, o balanço de energia aplicado a esse volume de controle, em regime permanente, pode ser expresso em forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida}\\ \text{transferida por calor,}\\ \text{trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação}\\ \text{das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \overset{0 \text{ (regime permanente)}}{= 0}$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{W}_{ent} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{sai} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{uma vez que } \Delta ec = \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}q_{sai} + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

(continua)

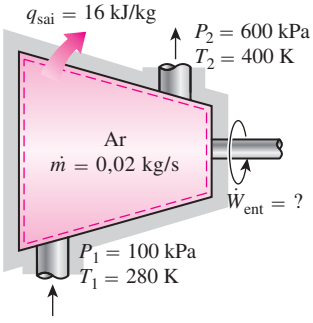


FIGURA 5–27 Esquema para o Exemplo 5–6.

(*continuação*)
A entalpia de um gás ideal depende apenas da temperatura, e as entalpias do ar nas temperaturas especificadas são determinadas pela tabela do ar (Tab. A–17) como

$$h_1 = h_{@\ 280\ \text{K}} = 280{,}13\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_{@\ 400\ \text{K}} = 400{,}98\ \text{kJ/kg}$$

Substituindo, o consumo de potência pelo compressor é determinado por

$$\dot{W}_{\text{ent}} = (0{,}02\ \text{kg/s})(16\ \text{kJ/kg}) + (0{,}02\ \text{kg/s})(400{,}98 - 280{,}13)\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{2{,}74\ kW}$$

Discussão Observe que a entrada de energia mecânica do compressor se manifesta como uma elevação da entalpia do ar e uma perda de calor pelo compressor.

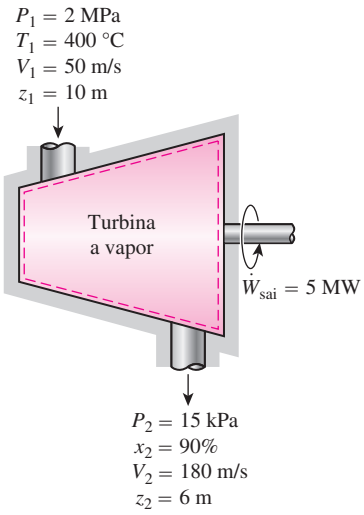


FIGURA 5–28 Esquema para o Exemplo 5–7.

EXEMPLO 5–7 Geração de potência por uma turbina a vapor

A potência gerada por uma turbina a vapor adiabática é de 5 MW e as condições de entrada e saída do vapor são as indicadas na Fig. 5–28.

(*a*) Compare as magnitudes da Δh, Δec e Δep.
(*b*) Determine o trabalho realizado por unidade de massa do vapor que escoa na turbina.
(*c*) Calcule o fluxo de massa de vapor.

SOLUÇÃO São fornecidas as condições na entrada e na saída e a potência de uma turbina a vapor. As variações das energias cinética e potencial e da entalpia do vapor, o trabalho realizado por unidade de massa e o fluxo de massa de vapor devem ser determinados.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constantes com o tempo e, portanto, $\Delta m_{\text{VC}} = 0$ e $\Delta E_{\text{VC}} = 0$. **2** O sistema é adiabático, portanto não há transferência de calor.

Análise Definimos a *turbina* como o sistema. Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. O trabalho é realizado pelo sistema. As velocidades na entrada e na saída e as alturas são fornecidas, portanto as energias cinética e potencial devem ser levadas em conta.

(*a*) Na entrada, o vapor está em um estado de vapor superaquecido e sua entalpia é

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 2\ \text{MPa} \\ T_1 = 400\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 3.248{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

Na saída da turbina, obviamente temos uma mistura de líquido e vapor saturados à pressão de 15 kPa. A entalpia nesse estado é

$$h_2 = h_l + x_2 h_{lv} = [225{,}94 + (0{,}9)(2.372{,}3)]\ \text{kJ/kg} = 2.361{,}01\ \text{kJ/kg}$$

Então

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2.361{,}01 - 3.248{,}4)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{-887{,}39\ kJ/kg}$$

$$\Delta\text{ec} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180\ \text{m/s})^2 - (50\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{14{,}95\ kJ/kg}$$

$$\Delta\text{ep} = g(z_2 - z_1) = (9{,}81\ \text{m/s}^2)[(6 - 10)\ \text{m}]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{-0{,}04\ kJ/kg}$$

(*b*) O balanço de energia para este sistema em regime permanente pode ser expresso em forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida}\\ \text{transferida por calor,}\\ \text{trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação}\\ \text{das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} = 0 \quad (\text{0 (regime permanente)})$$

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) = \dot{W}_{\text{sai}} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) \qquad (\text{uma vez que } \dot{Q} = 0)$$

Dividindo a expressão anterior pelo fluxo de massa $\dot{m}$, o trabalho realizado pela turbina por unidade de massa de vapor é determinado como

$$w_{\text{sai}} = -\left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] = -(\Delta h + \Delta\text{ec} + \Delta\text{ep})$$

$$= -[-887{,}39 + 14{,}95 - 0{,}04]\ \text{kJ/kg} = \mathbf{872{,}48\ kJ/kg}$$

(*c*) O fluxo de massa necessário para uma saída de potência de 5 MW é

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{sai}}}{w_{\text{sai}}} = \frac{5.000\ \text{kJ/s}}{872{,}48\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{5{,}73\ kg/s}$$

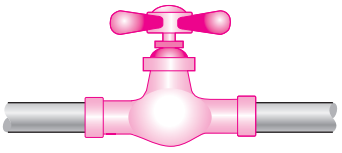
Discussão Dois comentários podem ser feitos sobre esses resultados. Em primeiro lugar, a variação de energia potencial é insignificante se comparada às variações da entalpia e da energia cinética. Isso é típico para a maioria dos dispositivos de engenharia. Em segundo lugar, como resultado da baixa pressão e, portanto, do alto volume específico, a velocidade do vapor na saída da turbina pode ser bastante alta. Mesmo assim, a variação da energia cinética é uma pequena fração da variação da entalpia (menos de 2% no nosso caso) e, portanto, quase sempre pode ser desprezada.

3 Válvulas de estrangulamento

As válvulas de estrangulamento são *quaisquer tipos de dispositivos que restringem o escoamento* e que causam uma queda significativa na pressão do fluido. Alguns exemplos conhecidos são as válvulas reguláveis comuns, os tubos capilares e os tampões porosos (Fig. 5–29). Ao contrário das turbinas, elas produzem uma queda de pressão sem envolver qualquer trabalho. A queda de pressão no fluido quase sempre é acompanhada por uma *grande queda na temperatura*, e por esse motivo os dispositivos de estrangulamento normalmente são usados em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar. A magnitude da queda de temperatura (ou, às vezes, da elevação de temperatura) durante um processo de estrangulamento é governada por uma propriedade chamada de *coeficiente de Joule-Thomson*, discutida no Cap. 12.

As válvulas de estrangulamento em geral são dispositivos pequenos, e o escoamento através delas pode ser considerado adiabático ($q \cong 0$), uma vez que não há tempo suficiente nem área suficientemente grande para que ocorra uma transferência de calor eficaz. Da mesma forma, não há trabalho realizado ($w = 0$), e a variação da energia potencial, se houver, é muito pequena ($\Delta\text{ep} \cong 0$). Embora a velocidade na saída seja, em geral, consideravelmente mais alta que a velocidade na entrada, em muitos casos o aumento da energia cinética é insignificante ($\Delta\text{ec} \cong 0$). Assim, a equação de conservação da energia para esse dispositivo com escoamento em regime permanente e corrente única se reduz a

$$h_2 \cong h_1 \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(5–41)}$$



(*a*) Uma válvula regulável

(*b*) Um tampão poroso

(*c*) Um tubo capilar

FIGURA 5–29 Válvulas de estrangulamento são dispositivos que causam grandes quedas de pressão no fluido.

Ou seja, os valores de entalpia na entrada e na saída de uma válvula de estrangulamento são iguais. Por esse motivo, uma válvula de estrangulamento também pode ser chamada de *dispositivo isentálpico*. Observe, porém, que nos dispositivos de estrangulamento com grandes áreas expostas de superfície, como os tubos capilares, a transferência de calor pode ser significativa.

Para se ter uma ideia de como o estrangulamento afeta as propriedades do fluido, expressemos a Eq. 5–41 da seguinte maneira:

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2$$

ou

$$\text{Energia interna} + \text{Energia de escoamento} = \text{Constante}$$

Assim, o resultado final de um processo de estrangulamento depende de qual das duas grandezas aumenta durante o processo. Se a energia de escoamento aumenta durante o processo ($P_2v_2 > P_1v_1$), ela o faz em detrimento da energia interna. Como resultado, a energia interna diminui, o que em geral é acompanhado por uma queda na temperatura. Se o produto Pv diminuir, a energia interna e a temperatura do fluido aumentarão durante um processo de estrangulamento. No caso de um gás ideal onde $h = h(T)$, a temperatura permanece constante durante um processo de estrangulamento (Fig. 5–30).

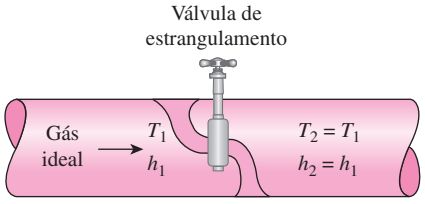


FIGURA 5–30 A temperatura de um gás ideal não muda durante um processo de estrangulamento (h = constante) desde que $h = h(T)$.

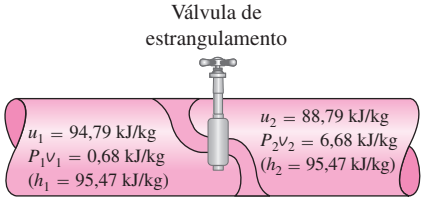


FIGURA 5–31 Durante um processo de estrangulamento, a entalpia (energia de escoamento + energia interna) de um fluido permanece constante. Mas energias interna e de escoamento podem ser convertidas entre si.

EXEMPLO 5–8 Expansão de refrigerante-134a em um refrigerador

O refrigerante-134a entra no tubo capilar de um refrigerador como líquido saturado a 0,8 MPa e é estrangulado até uma pressão de 0,12 MPa. Determine o título do refrigerante no estado final e a queda de temperatura durante esse processo.

SOLUÇÃO O refrigerante-134a que entra em tubo capilar como líquido saturado é estrangulado até uma pressão especificada. O título do refrigerante na saída e a queda de temperatura devem ser determinados.

Hipóteses **1** A transferência de calor do tubo é desprezível. **2** A variação da energia cinética do refrigerante é desprezível.

Análise Um tubo capilar é um simples dispositivo de restrição do escoamento que normalmente é usado em aplicações de refrigeração para provocar uma grande queda na pressão do refrigerante. O escoamento através de um tubo capilar é um processo de estrangulamento e, portanto, a entalpia do refrigerante permanece constante (Fig. 5–31).

Na entrada: $\left.\begin{array}{l} P_1 = 0{,}8 \text{ MPa} \\ \text{líquido sat.} \end{array}\right\} \begin{array}{l} T_1 = T_{\text{sat @ 0,8 MPa}} = 31{,}31\ ^\circ\text{C} \\ h_1 = h_{l\,@\,0{,}8\text{ MPa}} = 95{,}47 \text{ kJ/kg} \end{array}$ (Tab. A–12)

Na saída: $\begin{array}{l} P_2 = 0{,}12 \text{ MPa} \\ (h_2 = h_1) \end{array} \longrightarrow \begin{array}{l} h_l = 22{,}49 \text{ kJ/kg} \\ h_v = 236{,}97 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad T_{\text{sat}} = -22{,}32\ ^\circ\text{C}$

Obviamente $h_l < h_2 < h_v$; e, portanto, o refrigerante existe como uma mistura saturada no estado de saída. O título neste estado é

$$x_2 = \frac{h_2 - h_l}{h_{lv}} = \frac{95{,}47 - 22{,}49}{236{,}97 - 22{,}49} = \mathbf{0{,}340}$$

Como o estado de saída é uma mistura saturada a 0,12 MPa, a temperatura na saída deve ser a temperatura de saturação a essa pressão, que é de −22,32 °C. Então, a variação de temperatura para esse processo torna-se

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-22{,}32 - 31{,}31)^\circ\text{C} = \mathbf{-53{,}63\ ^\circ\text{C}}$$

Discussão Observe que a temperatura do refrigerante diminui 53,63 °C durante esse processo de estrangulamento. Observe também que 34% do refrigerante é vaporizado durante o processo de estrangulamento, e a energia necessária para isso foi retirada do próprio refrigerante.

4a Câmaras de mistura

Nas aplicações de engenharia, a mistura de duas correntes de fluidos é comum. A seção na qual o processo de mistura ocorre normalmente é chamada de **câmara de mistura**. A câmara de mistura não precisa ser uma "câmara" especial. Uma conexão em T ou em Y de um chuveiro, por exemplo, serve como câmara de mistura para as correntes de água quente e fria (Fig. 5–32).

O princípio de conservação da massa aplicado a uma câmara de mistura exige que a soma dos fluxos de massa que entram seja igual ao fluxo de massa da mistura que sai.

Em geral, as câmaras de mistura são bem isoladas ($q \cong 0$) e não envolvem nenhum tipo de trabalho ($w = 0$). Da mesma forma, as energias cinética e potencial das correntes de fluidos em geral podem ser desprezadas (ec $\cong$ 0, ep $\cong$ 0). Assim, no balanço de energia só restam as energias totais das correntes que entram e da mistura que sai. O princípio de conservação da energia exige que elas sejam iguais entre si. Portanto, a equação de conservação da energia neste caso torna-se análoga à equação de conservação da massa.

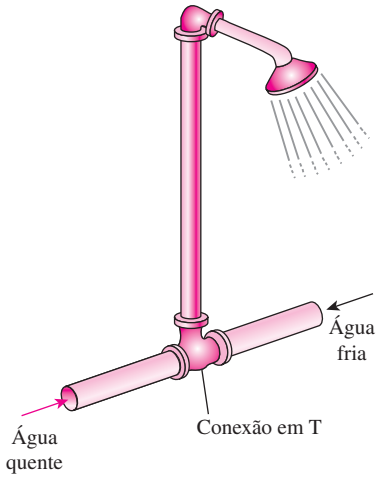


FIGURA 5–32 A conexão em T de um chuveiro comum serve como câmara de mistura para as correntes de água quente e fria.

EXEMPLO 5–9 Mistura de água quente e fria em um chuveiro

Considere um chuveiro comum, onde a água quente a 140 °F é misturada com a água fria a 50 °F. Se for desejado que um fluxo contínuo de água quente a 110 °F seja fornecido, determine a relação entre as vazões mássicas da água quente e fria. Suponha que as perdas de calor da câmara de mistura são insignificantes e que a mistura seja realizada a uma pressão de 20 psia.

SOLUÇÃO Em um banho, água fria é misturada com água quente em temperaturas conhecidas. Para a obtenção da temperatura da mistura desejada, a razão das vazões mássicas da água quente e fria deve ser determinada.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constante com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** As energias cinética e potencial são desprezadas ec $\cong$ ep $\cong$ 0. **3** O calor perdido do sistema é desprezado e assim $\dot{Q} \cong 0$. **4** Não existem interações de trabalho.

Análise Definimos a *câmara de mistura* como o sistema (Fig. 5–33). Este é o *volume de controle*, pois a massa cruza a fronteira do sistema durante o processo. Podemos observar que existem duas entradas e uma saída.

Com base nas hipóteses definidas e observações, o balanço de massa e energia para o sistema de fluxo constante pode ser expressa na forma de taxa da seguinte forma:

$$\textit{Balanço de massa:}\quad \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} = \underbrace{dm_{sistema}/dt}_{0 \text{ (regime permanente)}} = 0$$

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai} \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

(*continua*)

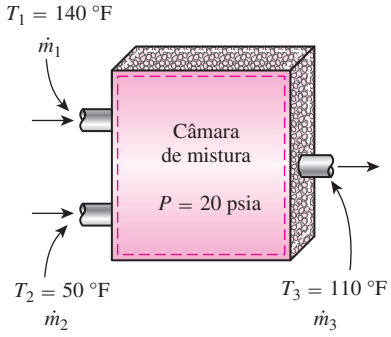


FIGURA 5–33 Esquema para o Exemplo 5–9.

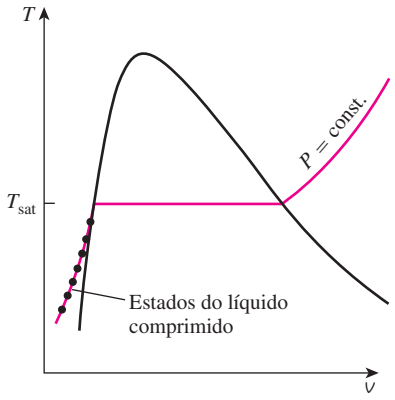


FIGURA 5–34 Uma substância existe como um líquido comprimido a temperaturas abaixo das temperaturas de saturação a uma dada pressão.

(*continuação*)

$$\text{Balanço de energia: } \underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida}\\ \text{transferida por calor,}\\ \text{trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação}\\ \text{das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \overset{\text{0 (regime permanente)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{uma vez que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

Combinando os balanços de massa e energia,

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Dividindo essa equação por $\dot{m}_2$ temos

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

onde $y = \dot{m}_1/\dot{m}_2$ é a desejada razão das vazões mássicas.

A temperatura de saturação da água a 20 psia é 227,92 °F. Como as temperaturas de todas as três correntes estão abaixo desse valor ($T < T_{sat}$), a água nos três fluxos existe como um líquido comprimido (Fig. 5–34). Um líquido comprimido pode ser aproximado como um líquido saturado a uma dada temperatura. Assim,

$$h_1 \cong h_{l\,@\,140\,°F} = 107{,}99 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_2 \cong h_{l\,@\,50\,°F} = 18{,}07 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_3 \cong h_{l\,@\,110\,°F} = 78{,}02 \text{ Btu/lbm}$$

Resolvendo para y e substituindo temos

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{78{,}02 - 18{,}07}{107{,}99 - 78{,}02} = \mathbf{2{,}0}$$

Discussão Note-se que a vazão mássica da água quente deve ser o dobro da vazão mássica da água fria para que a mistura esteja a 110 °F.

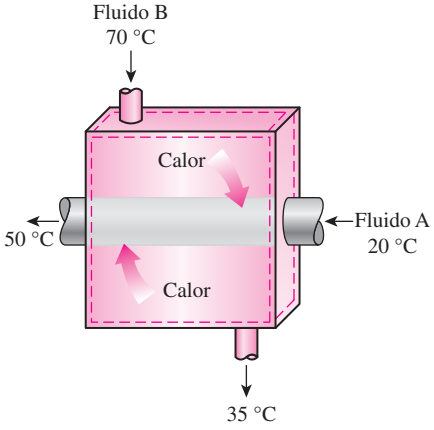


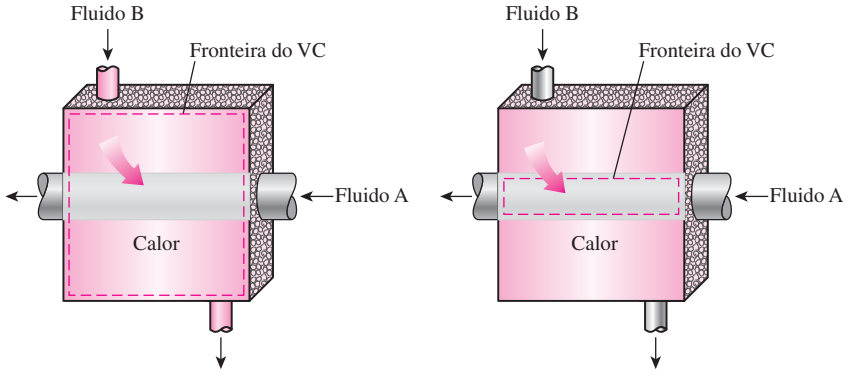
FIGURA 5–35 Um trocador de calor pode ser tão simples como dois tubos concêntricos.

4b Trocadores de calor

Como o nome indica, **trocadores de calor** são dispositivos nos quais duas correntes de fluido em movimento trocam calor sem se misturarem. Os trocadores de calor são amplamente usados em diversas indústrias e apresentam diversas configurações.

A forma mais simples de um trocador de calor é um *trocador de calor de duplo-tubo* (também chamado de *casco e tubo*) mostrado na Fig. 5–35. Ele é composto por dois tubos concêntricos de diâmetros diferentes. Um fluido escoa no tubo interno e o outro no espaço anular entre os dois tubos. Calor é transferido do fluido quente para o fluido frio por meio da parede que os separa. Às vezes o tubo interno realiza algumas voltas dentro da carcaça para aumentar a área de transferência de calor e, portanto, a taxa de transferência de calor. As câmaras de mistura discutidas anteriormente também são classificadas como trocadores de calor por *contato direto*.

O princípio de conservação da massa aplicado a um trocador de calor operando em regime permanente exige que a soma dos fluxos de massa que entram seja igual à soma dos fluxos de massa que saem. Esse princípio também pode ser expresso da seguinte maneira: *em regime permanente, o fluxo de massa de cada corrente de fluido que escoa em um trocador de calor permanece constante*.



(*a*) Sistema: Todo o trocador de calor ($Q_{VC} = 0$)

(*b*) Sistema: Fluido A ($Q_{VC} \neq 0$)

FIGURA 5–36 A taxa de transferência de calor associada ao trocador de calor pode ser zero ou diferente de zero dependendo de como o volume de controle é selecionado.

Trocadores de calor normalmente não envolvem interações de trabalhos ($w = 0$), e as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis ($\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$) para cada corrente de fluido. A taxa de transferência de calor associada aos trocadores de calor depende do modo como o volume de controle é selecionado. Os trocadores de calor destinam-se à transferência de calor entre dois fluidos *dentro* do dispositivo, e a carcaça externa em geral é bem isolada para evitar qualquer perda de calor para a vizinhança.

Quando todo o trocador de calor é selecionado como volume de controle, $\dot{Q}$ torna-se zero, uma vez que a fronteira estará justamente abaixo do isolamento, e pouco ou nenhum calor irá atravessá-la (Fig. 5–36). Entretanto, se apenas um dos fluidos for selecionado como volume de controle, então o calor atravessará a fronteira ao se transferir de um fluido para outro e $\dot{Q}$ não será zero. Na verdade, $\dot{Q}$ será a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos.

EXEMPLO 5–10 Resfriamento do refrigerante-134a utilizando água

O refrigerante-134a deve ser resfriado pela água em um condensador. O refrigerante entra no condensador com um fluxo de massa de 6 kg/min a 1 MPa e 70 °C e sai a 35 °C. A água de resfriamento entra a 300 kPa e 15 °C e sai a 25 °C. Desprezando quaisquer quedas de pressão, determine (*a*) o fluxo de massa necessário de água de resfriamento e (*b*) a taxa de transferência de calor do refrigerante para a água.

SOLUÇÃO O refrigerante-134a é resfriado pela água em um condensador. O fluxo de massa da água de resfriamento e a taxa de transferência de calor do refrigerante para a água devem ser determinados.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constantes com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis, $ec \cong ep \cong 0$. **3** As perdas de calor do sistema são desprezíveis e, portanto, $\dot{Q} \cong 0$. **4** Não existe interação de trabalho.

Análise Definimos todo o *trocador de calor* como o sistema (Fig. 5–37). Esse é um *volume de controle*, uma vez que a massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Em geral, existem várias possibilidades para a escolha do volume de controle de dispositivos com escoamento em regime permanente de correntes múltiplas, e a opção correta depende da situação. Observamos que existem duas correntes de fluidos (e, portanto, duas entradas e duas saídas), mas nenhuma mistura.

(*continua*)

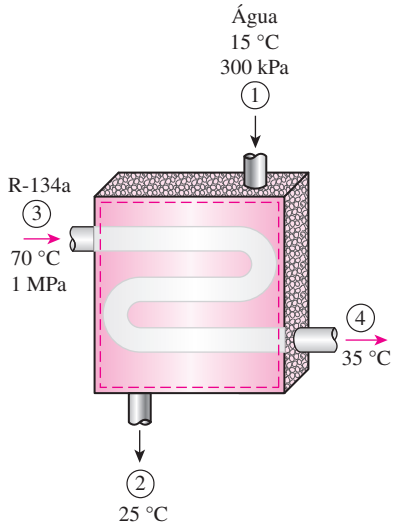


FIGURA 5–37 Esquema para o Exemplo 5–10.

(*continuação*)

(*a*) Sob as hipóteses e observações enunciadas, os balanços de energia e de massa desse volume de controle com escoamento em regime permanente podem ser expressos em forma de taxa como:

Balanço de massa: $$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai}$$

para cada corrente de fluido, uma vez que não há mistura. Assim,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{água}$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

Balanço de energia: $$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida}\\ \text{transferida por calor, trabalho}\\ \text{e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt \overset{0 \text{ (regime permanente)}}{\nearrow}}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \qquad (\text{uma vez que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

Combinando os balanços de massa e energia e rearranjando temos

$$\dot{m}_{água}(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

Agora precisamos determinar as entalpias dos quatro estados. Água existe como líquido comprimido na entrada e na saída, uma vez que as temperaturas de ambos os locais estão abaixo da temperatura de saturação da água a 300 kPa (133,52 °C). Aproximando o líquido comprimido como um líquido saturado na temperatura dada, temos que

$$h_1 \cong h_{l\,@\,15\,^\circ C} = 62{,}982 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 \cong h_{l\,@\,25\,^\circ C} = 104{,}83 \text{ kJ/kg} \qquad (\text{Tab. A–4})$$

O refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido e sai como líquido comprimido a 35 °C. Nas tabelas do refrigerante-134a

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 1 \text{ MPa} \\ T_3 = 70\,^\circ C \end{matrix}\right\} \quad h_3 = 303{,}85 \text{ kJ/kg} \qquad (\text{Tab. A–13})$$

$$\left.\begin{matrix} P_4 = 1 \text{ MPa} \\ T_4 = 35\,^\circ C \end{matrix}\right\} \quad h_4 \cong h_{l\,@\,35\,^\circ C} = 100{,}87 \text{ kJ/kg} \qquad (\text{Tab. A–11})$$

Substituindo, obtemos

$$\dot{m}_{água}(62{,}982 - 104{,}83)\text{ kJ/kg} = (6 \text{ kg/min})[(100{,}87 - 303{,}85)\text{ kJ/kg}]$$
$$\dot{m}_{água} = \mathbf{29{,}1 \text{ kg/min}}$$

(*b*) Para determinar a transferência de calor do refrigerante para a água, temos que selecionar um volume de controle cuja fronteira cruza a trajetória do fluxo de calor. Podemos escolher o volume ocupado por um dos fluidos como nosso volume de controle. Sem nenhum motivo especial, escolhemos o volume ocupado pela água. Todas as hipóteses enunciadas anteriormente se aplicam, exceto que o fluxo de calor não é mais zero. Assim, supondo que o calor seja transferido para a água, o balanço de energia para esse sistema simples com escoamento em regime permanente se reduz a

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt \overset{0 \text{ (regime permanente)}}{\nearrow}}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$
$$\dot{Q}_{água,\,ent} + \dot{m}_{água} h_1 = \dot{m}_{água} h_2$$

Rearranjando e substituindo

$$\dot{Q}_{\text{água, ent}} = \dot{m}_{\text{água}}(h_2 - h_1) = (29{,}1\ \text{kg/min})[(104{,}83 - 62{,}982)\ \text{kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{1.218\ kJ/min}$$

Discussão Se tivéssemos escolhido o volume ocupado pelo refrigerante como volume de controle (Fig. 5–38) teríamos obtido o mesmo resultado para $\dot{Q}_{R,s}$ uma vez que o calor recebido pela água é igual ao calor perdido pelo refrigerante.

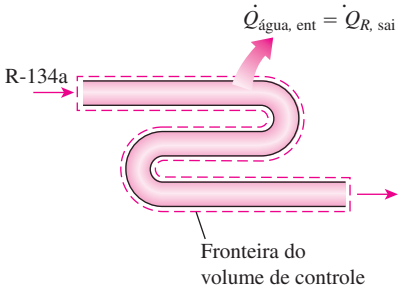


FIGURA 5–38 Em um trocador de calor, o calor transferido depende da escolha do volume de controle.

5 Escoamento em tubos e dutos

O transporte de líquidos ou gases em tubos e dutos é de grande importância para muitas aplicações de engenharia. O escoamento através de um tubo ou duto em geral atende às condições de regime permanente e, portanto, pode ser analisado como um processo com escoamento em regime permanente. Obviamente, isso exclui os transientes iniciais e finais de operação. O volume de controle pode ser escolhido para coincidir com as superfícies internas do trecho do tubo ou duto que queremos analisar.

Em condições normais de operação, a quantidade de calor ganha ou perdida pelo fluido pode ser bastante significativa, particularmente se o tubo ou duto for longo (Fig. 5–39). Às vezes, a transferência de calor é desejável e é o único objetivo do escoamento. O escoamento de água através dos tubos da caldeira de uma usina de potência, o escoamento do refrigerante em um congelador e o escoamento nos trocadores de calor são alguns exemplos disso. Outras vezes, a transferência de calor não é desejável, e os tubos e dutos são isolados para evitar qualquer perda ou ganho de calor, particularmente quando a diferença de temperatura entre o fluido que escoa e a vizinhança for grande. Neste caso, a transferência de calor é desprezível.

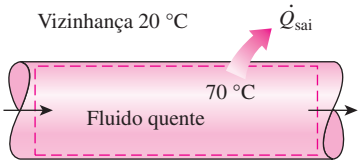


FIGURA 5–39 As perdas de calor de um fluido quente que escoa em um tubo ou duto sem isolamento para o ambiente mais frio podem ser significativas.

Se o volume de controle envolve uma região em que haja aquecimento (fios elétricos), um ventilador ou uma bomba (eixo), as interações de trabalho devem ser consideradas (Fig. 5–40). Dentre os exemplos anteriores, o trabalho do ventilador geralmente é pequeno e desprezado no balanço de energia. As velocidades encontradas nos escoamentos em tubos e dutos são relativamente baixas e as variações de energia cinética em geral são insignificantes. Isso é particularmente válido quando o diâmetro do tubo ou duto é constante e os efeitos de aquecimento são desprezíveis. Entretanto, as variações de energia cinética podem ser significativas para o escoamento de gás em dutos com seções de áreas transversais variáveis, especialmente quando efeitos de compressibilidade forem significativos. A quantidade de energia potencial também pode ser significativo quando o fluido experimenta uma variação de altura considerável ao escoar em um tubo ou um duto.

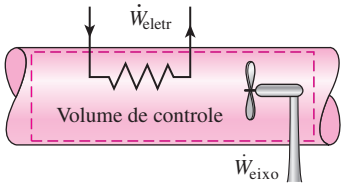


FIGURA 5–40 O escoamento em um tubo ou duto pode envolver simultaneamente mais de uma forma de trabalho.

EXEMPLO 5–11 Aquecimento elétrico do ar de uma casa

Os sistemas de aquecimento elétrico utilizados em muitas casas consistem de um duto simples com aquecedores resistivos. O ar é aquecido à medida que escoa sobre os fios da resistência. Considere um sistema de aquecimento elétrico de 15 kW. O ar entra na seção de aquecimento a 100 kPa e 17 °C com vazão volumétrica de 150 m³/min. Considerando que a perda de calor do ar do duto para a vizinhança ocorre à taxa de 200 W, determine a temperatura do ar na saída.

SOLUÇÃO O sistema de aquecimento elétrico de uma casa é considerado. Para a potência elétrica e vazão de ar especificados, a temperatura do ar na saída deve ser determinada.

(*continua*)

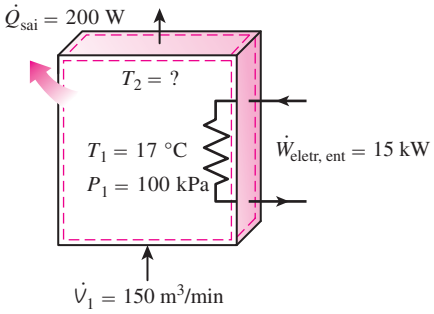


FIGURA 5–41 Esquema para o Exemplo 5–11.

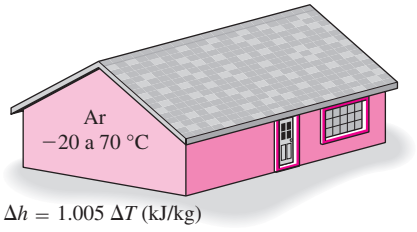


FIGURA 5–42 O erro envolvido em $\Delta h = c_p\,\Delta T$, onde c_p = 1.005 kJ/kg·°C, é menor do que 0,5% para o ar no intervalo de temperaturas entre −20 e 70 °C.

(continuação)

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que as propriedades do fluido em um ponto fixo permanecem constantes com o tempo e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** O ar é um gás ideal, uma vez que ele está a uma temperatura alta e pressão baixa com relação a seus valores críticos. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, $\Delta ec \cong \Delta ep \cong 0$. **4** Calores específicos constantes à temperatura ambiente podem ser usados para o ar.

Análise Definimos o *trecho do duto* em que ocorre o aquecimento como o sistema (Fig. 5–41). Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Da mesma forma, o sistema perde calor e trabalho elétrico é fornecido ao sistema.

Às temperaturas encontradas nas aplicações de aquecimento e condicionamento de ar, Δh pode ser substituído por $c_p\,\Delta T$, onde c_p = 1.005 kJ/kg·°C (o valor à temperatura ambiente) com erro desprezível (Fig. 5–42). Assim, o balanço de energia desse volume de controle com escoamento em regime permanente pode ser expresso em forma de taxa como

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} \overset{\text{0 (regime permanente)}}{= 0}$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{W}_{eletr, ent} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{sai} + \dot{m}h_2 \quad \text{(desde que } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0\text{)}$$

$$\dot{W}_{eletr, ent} - \dot{Q}_{sai} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

Da equação do gás ideal, o volume específico do ar na entrada do duto é

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0{,}832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

O fluxo de massa do ar através do duto é determinado a partir de

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}832\ \text{m}^3/\text{kg}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 3{,}0\ \text{kg/s}$$

Substituindo as quantidades conhecidas, a temperatura do ar na saída é determinada por

$$(15\ \text{kJ/s}) - (0{,}2\ \text{kJ/s}) = (3\ \text{kg/s})(1{,}005\ \text{kJ/kg·°C})(T_2 - 17)\text{°C}$$

$$T_2 = \mathbf{21{,}9\ °C}$$

Discussão Observe que a perda de calor do duto reduz a temperatura de saída do ar.

5–5 ANÁLISE DA ENERGIA DE PROCESSOS EM REGIME TRANSIENTE

Durante um processo com escoamento em regime permanente, nenhuma variação ocorre dentro do volume de controle. Assim, não é preciso se preocupar com o que está acontecendo dentro das fronteiras, o que simplifica bastante a análise.

Muitos processos de interesse, entretanto, envolvem *variações* com o tempo dentro do volume de controle. Tais processos são chamados de processos com *escoamento em regime transiente*. As equações para o escoamento em regime permanente desenvolvidas anteriormente obviamente não se aplicam a esses processos. Quando um processo com escoamento em regime transiente é analisado, é

necessário avaliar as quantidades de massa e energia dentro do volume de controle, bem como as interações de energia através da fronteira.

Alguns processos conhecidos com escoamento em regime transiente incluem encher ou carregar tanques rígidos por meio de linhas de alimentação (Fig. 5–43), descarregar um fluido de um vaso pressurizado, abastecer uma turbina a gás com ar pressurizado armazenado em um grande reservatório, inflar pneus ou balões e até mesmo cozinhar usando uma panela de pressão comum.

Ao contrário dos processos com escoamento em regime permanente, os processos com escoamento em regime transiente começam e terminam em um período de tempo finito, em vez de continuarem indefinidamente. Assim, nesta seção trataremos das alterações que ocorrem ao longo de um intervalo de tempo Δt, em vez da taxa de variações (variações por unidade de tempo). Em alguns aspectos, um volume de controle com escoamento em regime transiente é semelhante a um sistema fechado, exceto que a massa e a energia dentro das fronteiras do volume de controle não permanecem constantes durante o processo.

Outra diferença entre os sistemas com escoamento em regime permanente e transiente é que os primeiros têm tamanho e forma fixos; já os sistemas com escoamento em regime transiente, porém, não têm tamanho e forma fixos (Fig. 5–44). Em geral eles são estacionários, ou seja, são fixos no espaço, mas podem envolver fronteiras móveis e, portanto, trabalho de fronteira.

O *balanço de massa* aplicado a um sistema que passa por um processo qualquer pode ser expresso por (veja a Seção 5–1)

$$m_{\text{ent}} - m_{\text{sai}} + \Delta m_{\text{sistema}} \qquad \text{(kg)} \qquad \textbf{(5–42)}$$

onde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ é a variação da massa do sistema durante o processo. Para volumes de controle, o balanço de massa também pode ser expresso de forma mais explícita por

$$m_{\text{ent}} - m_{\text{sai}} = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(5–43)}$$

onde e = entrada, s = saída, 1 = estado inicial e 2 = estado final do volume de controle.

Frequentemente, um ou mais termos da equação anterior podem ser a zero. Por exemplo, $m_e = 0$ se nenhuma massa entrar no volume de controle durante o processo, $m_s = 0$ se nenhuma massa sair do volume de controle durante o processo e $m_1 = 0$ se o volume de controle estiver inicialmente em vácuo.

O conteúdo de energia de um volume de controle durante um processo com escoamento em regime transiente varia com o tempo. A magnitude da variação depende da quantidade de energia transferida através das fronteiras do sistema na forma de calor e trabalho, bem como da quantidade de energia transportada para dentro e para fora do volume de controle pela massa durante o processo. Ao analisar um processo com escoamento em regime transiente, devemos calcular o conteúdo de energia do volume de controle, bem como as energias das correntes de entrada e saída.

O balanço geral de energia foi dado anteriormente por

$$\textit{Balanço de energia}: \quad \underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(5–44)}$$

Normalmente, o processo com escoamento em regime transiente é de difícil análise, pois as propriedades da massa nas entradas e saídas podem variar durante o processo. A maioria dos processos com escoamento em regime transiente, porém, pode ser razoavelmente bem representada pelo **processo com escoamento**

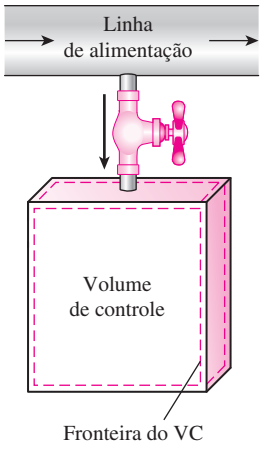


FIGURA 5–43 O carregamento de um tanque rígido por uma linha de alimentação é um processo com escoamento em regime transiente, uma vez que envolve variações dentro do volume de controle.

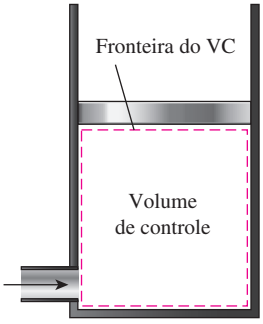


FIGURA 5–44 A forma e o tamanho de um volume de controle podem variar durante um processo com escoamento em regime transiente.

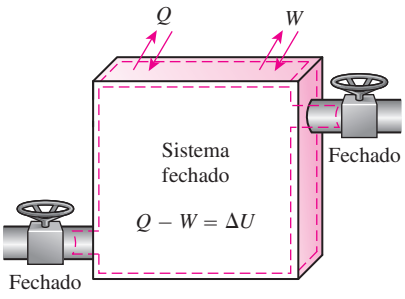


FIGURA 5–45 A equação de energia para um volume de controle com escoamento uniforme se reduz a uma equação de sistema fechado quando todas as entradas e saídas estão fechadas.

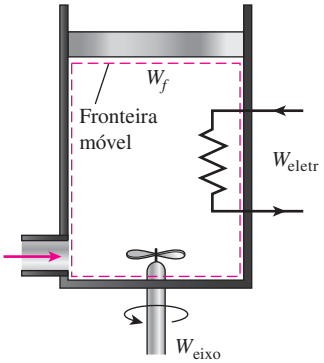


FIGURA 5–46 Um volume de controle com escoamento uniforme pode envolver simultaneamente trabalho elétrico, de eixo e de fronteira.

uniforme, que envolve a seguinte idealização: *as propriedades do fluido em qualquer entrada ou saída não variam com o tempo e com a posição na seção transversal da entrada ou da saída. Se variarem, são feitas médias que serão tratadas como constantes durante todo o processo.*

Observe que, ao contrário dos processos em regime permanente, o estado de um volume de controle com escoamento em regime transiente pode variar com o tempo, e que o estado da massa que sai do volume de controle em um instante qualquer é o mesmo estado da massa no interior do volume de controle naquele instante. As propriedades inicial e final do volume de controle podem ser determinadas a partir do conhecimento dos estados inicial e final, os quais são completamente especificados, para sistemas compressíveis simples, por duas propriedades intensivas independentes.

Dessa forma, o balanço de energia aplicado a um volume com escoamento uniforme pode ser expresso por

$$\left(Q_{ent} + W_{ent} + \sum_{ent} m\theta\right) - \left(Q_{sai} + W_{sai} + \sum_{sai} m\theta\right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{sistema} \quad \textbf{(5–45)}$$

onde $\theta = h + ec + ep$ é a energia por unidade de massa de uma corrente de fluido que escoa em uma entrada ou saída e $e = u + ec + ep$ é a energia por unidade de massa do fluido dentro do volume de controle. Quando as variações das energias cinética e potencial associadas ao volume de controle e às correntes de fluido são desprezíveis, como usualmente acontece, o balanço de energia (Eq. 5–45) pode ser simplificado para

$$Q - W = \sum_{sai} mh - \sum_{ent} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{sistema} \quad \textbf{(5–46)}$$

onde $Q = Q_{liq,\,ent} = Q_{ent} - Q_{sai}$ é o calor líquido transferido e $W = W_{liq,\,sai} = W_{sai} - W_{ent}$ é o trabalho líquido realizado. Observe que se nenhuma massa entra ou sai do volume de controle durante um processo ($m_{ent} = m_{sai} = 0$, e $m_1 = m_2 = m$), essa equação pode ser reduzida ao balanço de energia dos sistemas fechados (Fig. 5–45). Observe também que um sistema com escoamento em regime transiente pode envolver trabalho de fronteira, bem como trabalho elétrico ou de eixo (Fig. 5–46).

Embora ambos os processos, com escoamento em regime permanente e com escoamento uniforme, sejam algo idealizados, muitos processos reais podem ser razoavelmente aproximados por um deles com resultados satisfatórios. O grau de satisfação depende da precisão desejada e do grau de validade das hipóteses feitas.

EXEMPLO 5–12 Carregando um tanque rígido com vapor d´água

Um tanque rígido e isolado, inicialmente vazio, é conectado por meio de uma válvula a uma linha de alimentação que transporta vapor de água a 1 MPa e 300 °C. A válvula é então aberta e o vapor escoa lentamente para o tanque até que a pressão atinja 1 MPa, quando a válvula é fechada. Determine a temperatura final do vapor no tanque.

SOLUÇÃO Uma válvula que conecta um tanque inicialmente vazio a uma linha de vapor de água é aberta, e o vapor escoa para dentro até que a pressão interna suba até o nível da linha. A temperatura final do tanque deve ser determinada.

Hipóteses **1** Esse processo pode ser analisado como um processo com *escoamento uniforme*, uma vez que as propriedades do vapor que entra no volume de controle permanecem constantes durante todo o processo. **2** As energias cinética e potencial da corrente de fluido são desprezíveis, $ec \cong ep \cong 0$. **3** O tanque é estacionário e, portanto, a variação das energias cinética e potencial é zero; ou seja, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e

$\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{sistema}}$. **4** Não há trabalho de fronteira, elétrico ou de eixo. **5** O tanque é bem isolado, portanto não há transferência de calor.

Análise Definimos o *tanque* como o sistema (Fig. 5–47). Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que esse é um processo com escoamento em regime transiente, uma vez que variações ocorrem dentro do volume de controle. Inicialmente, o volume de controle está evacuado e, assim, $m_1 = 0$ e $m_1u_1 = 0$. Além disso, existe uma entrada de massa e nenhuma saída. Lembrando que a energia microscópica de um fluido escoando ou estacionário pode ser representada pela entalpia h ou pela energia u, respectivamente, os balanços de massa e energia para esse volume de controle com escoamento uniforme podem ser expressos por

Balanço de massa: $$m_{\text{ent}} - m_{\text{sai}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \rightarrow \quad m_{\text{ent}} = m_2 - \overset{\nearrow 0}{m_1} = m_2$$

Balanço de energia:

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$m_{\text{ent}} h_{\text{ent}} = m_2 u_2 \quad (\text{desde que } W = Q = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0,\ m_1 = 0)$$

Combinando os balanços de massa e energia temos

$$u_2 = h_{\text{ent}}$$

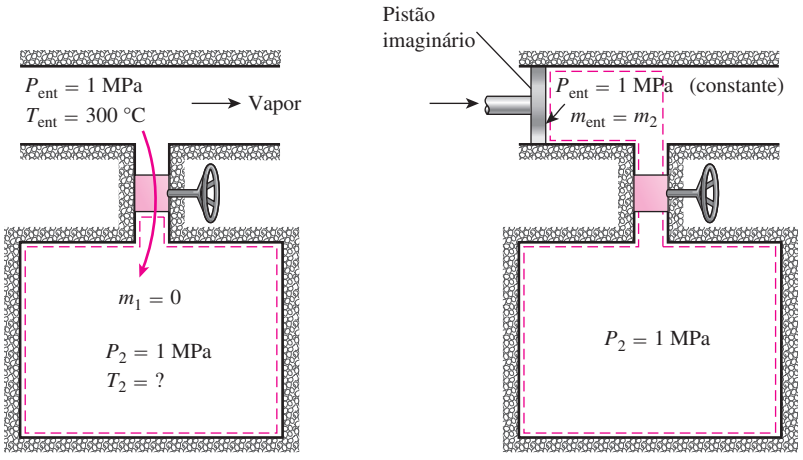
Ou seja, a energia interna final do vapor de água dentro do tanque é igual à entalpia do vapor de água que entra no tanque. A entalpia do vapor de água no estado de entrada é

$$\left.\begin{array}{l} P_{\text{ent}} = 1\ \text{MPa} \\ T_{\text{ent}} = 300\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad h_{\text{ent}} = 3.051{,}6\ \text{kJ/kg} \qquad (\text{Tab. A-6})$$

que é igual u_2. Como conhecemos duas propriedades no estado final, ele está definido e a temperatura nesse estado é determinada na mesma tabela como

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 1\ \text{MPa} \\ u_2 = 3.051{,}6\ \text{kJ/kg} \end{array}\right\} \quad T_2 = \mathbf{456{,}1\ ^\circ\text{C}}$$

(*continua*)



(*a*) Fluxo de vapor entrando no tanque evacuado

(*b*) Equivalência para um sistema fechado

FIGURA 5–47 Esquema para o Exemplo 5–12.

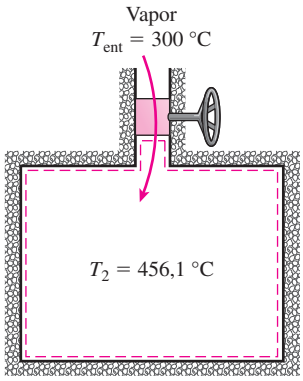


FIGURA 5–48 A temperatura do vapor se eleva de 300 °C até 456,1 °C quando ele entra em um tanque como resultado da conversão da energia de escoamento em energia interna.

(continuação)

Discussão Observe que a temperatura do vapor no tanque aumentou em 156,1 °C. Esse resultado a princípio pode ser surpreendente, e você deve estar se perguntando de onde veio a energia para elevar a temperatura do vapor. A resposta está na expressão de entalpia $h = u + Pv$. Parte da energia representada pela entalpia é a energia de escoamento Pv. Essa energia de escoamento é convertida em energia interna sensível depois que o escoamento deixa de existir no volume de controle, e aparece como um aumento da temperatura (Fig. 5–48).

Solução alternativa Esse problema pode também ser resolvido considerando a região dentro do tanque e a massa que vai entrar no tanque como um sistema fechado, como mostra a Fig. 5–47*b*. Como nenhuma massa cruza as fronteiras, é apropriado visualizar esse sistema como um sistema fechado.

Durante o processo, o vapor de água da linha (o pistão imaginário) empurrará o vapor de água do sistema para o tanque à pressão constante de 1 MPa. Assim, o trabalho de fronteira realizado durante esse processo é

$$W_{f,\text{ent}} = -\int_1^2 P_{\text{ent}}\,dV = -P_{\text{ent}}(V_2 - V_1) = -P_{\text{ent}}[V_{\text{tanque}} - (V_{\text{tanque}} + V_{\text{ent}})] = P_{\text{ent}}V_{\text{ent}}$$

onde V_{ent} é o volume ocupado pelo vapor de água antes de ele entrar no tanque e P_{ent} é a pressão da fronteira móvel (a face imaginária do pistão). O balanço de energia do sistema fechado resulta em

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{f,\text{ent}} = \Delta U$$

$$m_{\text{ent}}P_{\text{ent}}v_{\text{ent}} = m_2u_2 - m_{\text{ent}}u_{\text{ent}}$$

$$u_2 = u_{\text{ent}} + P_{\text{ent}}v_{\text{ent}} = h_{\text{ent}}$$

uma vez que o estado inicial do sistema é determinado simplesmente pelas condições de linha do vapor. Esse resultado é idêntico àquele obtido com a análise do escoamento uniforme. Novamente, a elevação de temperatura é causada pela chamada energia de escoamento ou trabalho de escoamento, que é a energia necessária para empurrar a substância para dentro do tanque.

EXEMPLO 5–13 Descarga de ar aquecido a uma temperatura constante

Um tanque rígido e isolado de 8 m^3 contém ar a 600 kPa e 400K. Uma válvula conectada ao tanque é aberta, e permite-se que o ar escape até que pressão interna caia para 200 kPa. A temperatura do ar durante o processo é mantida constante por um aquecedor elétrico colocado no tanque. Determine a energia elétrica fornecida ao ar durante esse processo.

SOLUÇÃO Ar pressurizado em um tanque rígido e isolado, equipado com um aquecedor elétrico, escapa à temperatura constante até que a pressão caia para um valor especificado. A quantidade de energia elétrica fornecida ao ar deve ser determinada.

Hipóteses **1** Este é um processo em regime transiente, pois as condições dentro do tanque estão mudando durante o processo, mas pode ser analisado como um processo com escoamento uniforme, desde que as condições de saída permaneçam constantes. **2** As energias cinética e potencial são desprezadas. **3** O tanque é isolado, portanto a transferência de calor é desconsiderada. **4** O ar é um gás ideal com calores específicos variáveis.

Análise Definimos o conteúdo do tanque como o sistema (Fig. 5–49). Esse é um volume de controle, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observando que as energias microscópicas do fluido estacionário e do fluido escoando são representadas pela entalpia h e pela energia interna u, respectivamente, os balanços de massa e energia para esse sistema de fluxo uniforme podem ser expressos como

Balanço de massa: $$m_{\text{ent}} - m_{\text{sai}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \rightarrow \quad m_{\text{sai}} = m_1 - m_2$$

Balanço de energia: $$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{\text{eletr, ent}} - m_{\text{ent}} h_{\text{ent}} = m_2 u_2 - m_1 u_1 \quad (\text{desde que } Q \cong \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

A constante do gás do ar é $R = 0{,}287$ kPa·m³/kg·K (Tab. A–1). As massas inicial e final do ar no tanque e a quantidade descarregada são determinadas a partir da relação do gás ideal, e

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(600\ \text{kPa})(8\ \text{m}^3)}{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(400\ \text{K})} = 41{,}81\,\text{kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2} = \frac{(200\ \text{kPa})(8\ \text{m}^3)}{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(400\ \text{K})} = 13{,}94\,\text{kg}$$

$$m_{\text{sai}} = m_1 - m_2 = 41{,}81 - 13{,}94 = 27{,}87\,\text{kg}$$

A entalpia e energia interna do ar a 400 K são $h_{\text{sai}} = 400{,}98$ kJ/kg e $u_1 = u_2 = 286{,}16$ kJ/kg (Tab. A–17). A energia elétrica fornecida para o ar é determinada a partir do balanço de energia como

$$\begin{aligned} W_{\text{eletr, ent}} &= m_{\text{sai}} h_{\text{sai}} + m_2 u_2 - m_1 u_1 \\ &= (27{,}87\ \text{kg})(400{,}98\ \text{kJ/kg}) + (13{,}94\ \text{kg})(286{,}16\ \text{kJ/kg}) \\ &\quad - (41{,}81\ \text{kg})(286{,}16\ \text{kJ/kg}) \\ &= 3.200\ \text{kJ} = \mathbf{0{,}889\ kWh} \end{aligned}$$

onde 1 kWh = 3.600 kJ.

Discussão Se a temperatura do ar descarregado do tanque sofrer alterações durante o processo, o problema pode ser resolvido com razoável precisão obtendo a entalpia h_{sai} à média das temperaturas $T_{\text{sai}} = (T_2 - T_1)/2$, e tratando-a como constante.

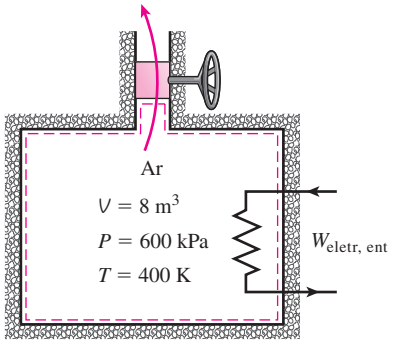


FIGURA 5–49 Esquema para o Exemplo 5–13.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Forma geral da equação da energia

Uma das leis mais fundamentais da natureza é a **primeira lei da termodinâmica**, também conhecida como **princípio de conservação da energia**, que estabelece uma base sólida para o estudo das interações entre as diversas

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

formas de energia. Seu enunciado diz que a *energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela só pode mudar de forma.*

O conteúdo de energia de uma quantidade fixa de massa (um sistema fechado) pode ser mudado por dois mecanismos: *transferência de calor Q* e *realização de trabalho W*. Dessa forma, a conservação da energia para uma quantidade fixa de massa pode ser expressa em forma de taxa por

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad \text{ou} \quad \dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt}\int_{\text{sistema}} \rho e \, dV \qquad \textbf{(5–47)}$$

onde $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{liq, ent}} = \dot{Q}_{\text{ent}} - \dot{Q}_{\text{sai}}$ é a taxa líquida de transferência de calor para o sistema (negativa, se do sistema), $\dot{W} = \dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{W}_{\text{sai}} - \dot{W}_{\text{ent}}$ é a potência líquida produzida pelo sistema sob todas as formas (negativa, se for consumida pelo sistema) e dE_{sistema}/dt é a taxa de variação da quantidade total de energia do sistema. O ponto sobre as letras quer dizer taxa de variação com o tempo. Para os sistemas compressíveis simples, a energia total consiste das energias interna, cinética e potencial e é expressa por unidade de massa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(5–48)}$$

Observe que a energia total é uma propriedade, e que seu valor não varia a menos que o estado do sistema mude.

Uma interação de energia é *calor* se a força motriz for uma diferença de temperatura e é *trabalho* se estiver associada a uma força que age ao longo de uma distância, como explicado no Cap. 2. Um sistema pode envolver inúmeras formas de trabalho, e o trabalho total pode ser expresso por

$$W_{\text{total}} = W_{\text{eixo}} + W_{\text{pressão}} + W_{\text{viscoso}} + W_{\text{outro}} \qquad \textbf{(5–49)}$$

onde W_{eixo} é o trabalho transmitido por um eixo girante, $W_{\text{pressão}}$ é o trabalho realizado pelas forças de pressão na superfície de controle, W_{viscoso} é o trabalho realizado pelos componentes normal e de cisalhamento das forças viscosas na superfície de controle e W_{outro} é o trabalho realizado por outras forças como a força elétrica, a força magnética e a força de tensão superficial, que são insignificantes nos sistemas compressíveis simples e não são consideradas neste texto. Também não consideramos W_{viscoso}, uma vez que ele geralmente é pequeno com relação aos outros termos na análise do volume de controle. Mas deve-se ter em mente que em análises refinadas de turbo-máquinas, o trabalho realizado pelas forças de cisalhamento, à medida que as pás se deslocam no interior do fluido, precisa ser considerado.

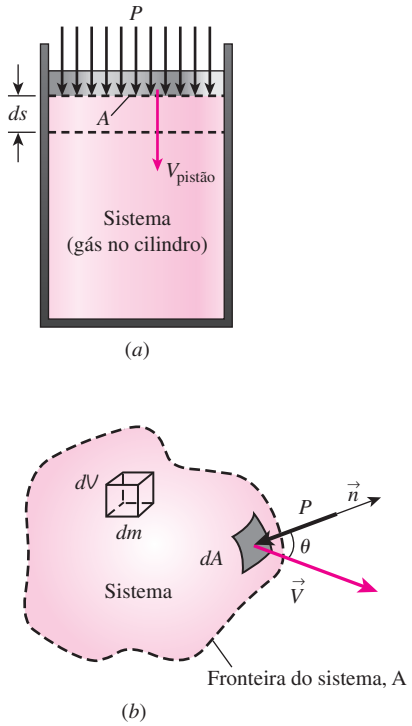


FIGURA 5–50 A força da pressão que atua sobre (*a*) a fronteira móvel de um sistema em um arranjo pistão-cilindro e (*b*) a área diferencial da superfície de um sistema com forma arbitrária.

Trabalho realizado por forças de pressão

Considere um gás sendo comprimido no arranjo pistão-cilindro mostrado na Fig. 5–50*a*. Quando o pistão se desloca para baixo em uma distância diferencial *ds* sob a influência da força de pressão *PA*, onde *A* é a seção transversal de área do pistão, o trabalho de fronteira realizado *sobre o* sistema é $\delta W_{\text{fronteira}} = PA\,ds$. Dividindo ambos os lados dessa equação pelo intervalo diferencial de tempo *dt,* temos a taxa de realização do trabalho de fronteira (ou seja, *potência*),

$$\delta\dot{W}_{\text{pressão}} = \delta\dot{W}_{\text{fronteira}} = PAV_{\text{pistão}}$$

onde $V_{\text{pistão}} = ds/dt$ é a velocidade do pistão, que é a velocidade da fronteira móvel na face do pistão.

Agora considere um aglomerado de fluido (um sistema) com forma arbitrária, que se move com o escoamento e é livre para se deformar sob a influência da pressão, como mostra a Fig. 5–50*b*. A pressão sempre atua para dentro e é normal à superfície, e a força da pressão agindo sobre a área diferencial dA é $P\,dA$. Novamente observando que o trabalho é a força vezes a distância e a distância percorrida por unidade de tempo é a velocidade, a taxa com a qual o trabalho é realizado pelas forças de pressão sobre essa parte diferencial do sistema é

$$\delta \dot{W}_{\text{pressão}} = P\,dA\,V_n = P\,dA(\vec{V}\cdot\vec{n}) \qquad \textbf{(5–50)}$$

uma vez que a componente normal da velocidade na área diferencial dA é $V_n = V\cos\theta = \vec{V}\cdot\vec{n}$. Observe que o vetor normal $\vec{n}$ aponta para fora de dA e, portanto, a quantidade $\vec{V}\cdot\vec{n}$ é positiva para expansão e negativa para compressão. A taxa total com que o trabalho é realizado pelas forças de pressão é obtida pela integração de $\delta\dot{W}_{\text{pressão}}$ em toda a superfície A,

$$\dot{W}_{\text{pressão, liq, sai}} = \int_A P(\vec{V}\cdot\vec{n})\,dA = \int_A \frac{P}{\rho}\,\rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\,dA \qquad \textbf{(5–51)}$$

Sob essa perspectiva, a potência líquida transferida pode ser expressa como

$$\dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} + \dot{W}_{\text{pressão, liq, sai}} = \dot{W}_{\text{pressão, liq, sai}} + \int_A P(\vec{V}\cdot\vec{n})\,dA \qquad \textbf{(5–52)}$$

Portanto, em forma de taxa, a equação de conservação da energia de um sistema fechado torna-se

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} - \dot{W}_{\text{pressão, liq, sai}} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \qquad \textbf{(5–53)}$$

Para obter uma equação para a conservação da energia para um *volume de controle*, nós aplicamos o teorema de transporte de Reynolds, substituindo a propriedade extensiva B pela energia total E, e a propriedade intensiva associada b pela energia total para uma massa unitária e, que é $e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + V^2/2 + gz$ (Fig. 5–51). O resultado é

$$\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\,d\mathcal{V} + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r\cdot\vec{n})\,A \qquad \textbf{(5–54)}$$

Substituindo o lado esquerdo da Eq. 5–53 na Eq. 5–54, a forma geral da equação da energia que se aplica aos volumes de controle estacionários, móveis ou que se deformam resulta

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} - \dot{W}_{\text{pressão, liq, sai}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\,d\mathcal{V} + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r\cdot\vec{n})\,dA \qquad \textbf{(5–55)}$$

que pode ser enunciada como

$$\begin{pmatrix}\text{Taxa líquida de energia}\\ \text{transferida para dentro de}\\ \text{um VC por calor e trabalho}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Taxa de variação}\\ \text{da energia contida}\\ \text{no VC}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Taxa líquida na qual a energia é}\\ \text{transportada para fora do volume}\\ \text{de controle pelo fluxo de massa}\end{pmatrix}$$

onde $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{\text{SC}}$ é a velocidade do fluido com relação à superfície de controle e o produto $\rho(\vec{V}_r\cdot\vec{n})\,dA$, representa o fluxo de massa por meio do elemento

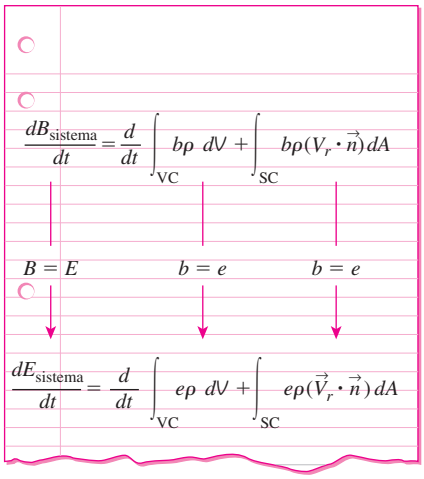

$\frac{dB_{\text{sistema}}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} b\rho\,d\mathcal{V} + \int_{\text{SC}} b\rho(V_r\cdot\vec{n})\,dA$
$B = E$
$b = e$
$b = e$
$\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\,d\mathcal{V} + \int_{\text{SC}} e\rho(\vec{V}_r\cdot\vec{n})\,dA$

FIGURA 5–51 A equação de conservação da energia é obtida pela substituição da propriedade extensiva B pela energia E no teorema de transporte de Reynolds, e pela substituição da propriedade intensiva associada b por e (Ref. 3).

de área dA entrando ou saindo do volume de controle. Observe novamente que o vetor normal $\vec{n}$ aponta para fora de dA. Assim, a quantidade $\vec{V}_r \cdot \vec{n}$ e, portanto, o fluxo de massa, é positivo quando saindo e negativo quando entrando.

Substituindo a integral de superfície que fornece a taxa de trabalho de pressão da Eq. 5–51 na Eq. 5–55, e agrupando com a integral de superfície no lado direito, temos

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\mathcal{V} + \int_{\text{SC}} \left(\frac{P}{\rho} + e\right)\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA \qquad \textbf{(5–56)}$$

Essa é uma forma muito conveniente para a equação da energia, uma vez que o trabalho de pressão está agora combinado à energia do fluido que atravessa a superfície de controle e não temos mais que lidar com o trabalho de pressão.

O termo $P/\rho = P\mathcal{v} = w_{\text{fluxo}}$ é o *trabalho de fluxo,* que é o trabalho realizado para empurrar uma massa unitária de fluido para dentro ou fora do volume de controle. Observe que a velocidade do fluido em contato com uma superfície sólida é igual à velocidade da superfície sólida devido à condição de não deslizamento, e é zero para as superfícies estacionárias. Consequentemente, o trabalho de pressão ao longo das regiões da superfície de controle que coincidem com as superfícies sólidas imóveis é zero. Assim, o trabalho de pressão nos volumes de controle estacionários só pode existir ao longo da região imaginária da superfície de controle na qual o fluido entra e sai do volume de controle (ou seja, nas entradas e saídas).

Essa equação não está em uma forma conveniente para resolver problemas práticos de engenharia por causa das integrais e, portanto, é desejável que ela seja reescrita utilizando-se as velocidades médias e dos fluxos de massa das entradas e saídas. Se $P/\rho + e$ for aproximadamente uniforme em uma entrada ou saída, podemos simplesmente passá-lo para fora da integral. Observando que $\dot{m} = \int_{A_c} \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\, dA_c$ é o fluxo de massa em uma entrada ou saída, o fluxo de energia através da entrada ou saída pode ser aproximado como $\dot{m}(P/\rho + e)$. Assim, a equação da energia (Fig. 5–52) torna-se

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\mathcal{V} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) - \sum_{\text{ent}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) \qquad \textbf{(5–57)}$$

onde $e = u + V^2/2 + gz$ é a energia total por unidade de massa tanto no volume de controle como nas correntes de entrada ou saída. Assim

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\mathcal{V} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{ent}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad \textbf{(5–58)}$$

ou

$$\dot{Q}_{\text{liq, ent}} - \dot{W}_{\text{eixo, liq, sai}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, d\mathcal{V} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{ent}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad \textbf{(5–59)}$$

onde usamos a definição da entalpia $h = u + P\mathcal{v} = u + P/\rho$. As duas últimas equações são expressões relativamente gerais da conservação da energia, mas seu uso ainda se limita ao escoamento uniforme nas entradas e saídas, e desprezamos o trabalho devido às forças viscosas ou outros efeitos. O subscrito "liq, ent" significa "entrada líquida" e assim qualquer transferência de calor ou trabalho é positiva quando se direciona *para* o sistema e negativa quando se origina *do* sistema.

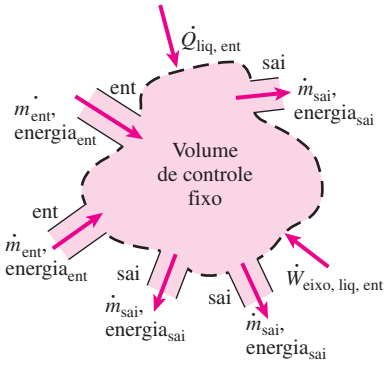


FIGURA 5–52 Em um problema típico de engenharia, o volume de controle pode conter muitas entradas e saídas; o fluxo de energia entra e sai em cada respectiva entrada e saída do sistema. A energia também entra no volume de controle através da tranferência líquida de calor e do trabalho líquido de eixo.

RESUMO

O *princípio de conservação de massa estabelece* que a transferência líquida de massa para ou de um sistema durante um processo é igual à variação líquida (aumento ou diminuição) da massa total do sistema durante esse processo, e é expressa como

$$m_{ent} - m_{sai} = \Delta m_{sistema} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} = dm_{sistema}/dt$$

onde $\Delta m_{sistema} = m_{final} - m_{inicial}$ é a variação da massa do sistema durante o processo, $\dot{m}_{ent}$ e $\dot{m}_{sai}$ são os fluxos de massa para e do sistema, e $dm_{sistema}/dt$ é a taxa de variação da massa dentro das fronteiras do sistema. Também nos referimos às expressões anteriores, como *balanço de massa,* e elas se aplicam a qualquer sistema que passe por qualquer tipo de processo.

A quantidade de massa que escoa através de uma seção por unidade de tempo é chamada de *fluxo de massa* (ou **vazão mássica**), e é expressa por

$$\dot{m} = \rho V A$$

onde ρ = densidade do fluido, V = a velocidade média do fluido normal a A e A = seção transversal normal à direção do escoamento. O volume do fluido que escoa através de uma seção transversal por unidade de tempo é chamado de *vazão volumétrica* e é expresso por

$$\dot{V} = VA = \dot{m}/\rho$$

O trabalho necessário para empurrar um fluido por unidade de massa para ou de um volume de controle é chamado de *trabalho de fluxo* ou *energia de escoamento,* e é expresso por $w_{fluxo} = Pv$. Na análise dos volumes de controle, é conveniente combinar o trabalho de escoamento e a energia interna na *entalpia*. Então, a energia total de um fluido em escoamento é expressa por

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

A energia total transportada por um fluido de massa m em escoamento e com propriedades uniformes é $m\theta$. A taxa de transporte de energia por um fluido com fluxo de massa $\dot{m}$ é $\dot{m}\theta$. Quando as energias cinética e potencial de uma corrente de fluido são desprezíveis, a quantidade e a taxa do transporte de energia tornam-se, respectivamente, $E_{massa} = mh$ e $\dot{E}_{massa} = \dot{m}h$.

A *primeira lei da termodinâmica* é essencialmente uma expressão do princípio de conservação da energia, também chamado de *balanço de energia*. Em geral, os balanços de massa e de energia para *qualquer sistema* passando por *qualquer processo* podem ser expressos por

$$\underbrace{E_{ent} - E_{sai}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Esses balanços também podem ser expressos em *forma de taxa*

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias} \\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}}$$

Os processos termodinâmicos que envolvem volumes de controle podem ser classificados em dois grupos: os processos com escoamento em regime permanente e os processos com escoamento em regime transiente. Durante um *processo com escoamento em regime permanente*, o fluido escoa continuamente através do volume de controle, sem sofrer qualquer variação com o tempo em uma dada posição. As quantidades de massa e de energia dentro do volume de controle permanecem constantes durante um processo com escoamento em regime permanente. Admitindo a transferência de calor *para* o sistema e o trabalho realizado *pelo* sistema como quantidades positivas, as equações de conservação da massa e da energia para os processos com escoamento em regime permanente são expressas por

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sai} \dot{m}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\sum_{sai} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada saída}} - \underbrace{\sum_{ent} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada entrada}}$$

Essas são as formas mais gerais das equações para os processos com escoamento em regime permanente. Para sistemas de corrente única (uma entrada e uma saída), como bocais, difusores, turbinas, compressores e bombas, elas podem ser simplificadas para

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \longrightarrow \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

Nessas equações, os subscritos 1 e 2 denotam os estados de entrada e saída, respectivamente.

A maioria dos processos com escoamento em regime transiente pode ser modelada como um *processo com escoamento uniforme,* o que exige que as propriedades do fluido não variem com o tempo ou com a posição ao longo da seção transversal de uma entrada ou saída. Se variarem, é feita sua média e elas são tratadas como constantes durante todo o processo. Quando as variações das energias cinética e potencial associadas ao volume de controle e às correntes de fluido são desprezíveis, as equações de balanço de massa e de energia podem ser expressas por

$$m_{ent} - m_{sai} = \Delta m_{sistema}$$

$$Q - W = \sum_{sai} mh - \sum_{ent} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{sistema}$$

onde $Q = Q_{liq,\,ent} = Q_{ent} - Q_{sai}$ é a entrada líquida de calor e $W = W_{liq,\,sai} = W_{sai} - W_{ent}$ é o trabalho líquido produzido.

Ao resolver problemas de termodinâmica, recomendamos que a forma geral do balanço de energia $E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema}$ seja utilizada para todos problemas, e simplificada para o problema em particular, em vez de usar as equações específicas aqui expostas para os diferentes processos.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. ASHRAE Handbook of Fundamentals. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE Handbook of Refrigeration. SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
3. Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, Second Edition.* New York: McGraw-Hill, 2009.

PROBLEMAS*

Conservação da massa

5–1C Defina as vazões mássica e volumétrica. Como elas estão relacionadas entre si?

5–2C Em que situação o escoamento que se dá por um volume de controle ocorre em regime permanente?

5–3C A quantidade de massa que entra em um volume de controle precisa ser necessariamente igual à quantidade de massa que sai durante um processo com escoamento em regime transiente?

5–4C Considere um dispositivo com uma entrada e uma saída. Se as vazões volumétricas na entrada e na saída são iguais, o escoamento por esse dispositivo acontecerá necessariamente em regime permanente? Por quê?

5–5E Um acumulador pneumático configurado para manter uma pressão constante quando o ar entra ou sai está ajustado para 200 psia. Inicialmente, o volume é de 0,2 pé^3 e a temperatura é de 80 °F. Adiciona-se ar ao acumulador até que o seu volume seja de 1 pé^3 e a sua temperatura de 80 °F. Quanto ar foi adicionado ao acumulador?

5–6E Um compressor com escoamento em regime permanente é usado para comprimir hélio de 15 psia e 70 °F na entrada para 200 psia e 600 °F na saída. A área e a velocidade de saída são 0,01 pé^2 e 100 pés/s, respectivamente, e a velocidade de entrada é 50 pés/s. Determine o fluxo de massa e a área de entrada.

Respostas: 0,0704 lbm/s; 0,133 pé^2

5–7 Ar entra em um bocal a 2,21 kg/m^3 e 40 m/s e sai a 0,762 kg/m^3 e 180 m/s em um processo em regime permanente. Considerando que a área de entrada do bocal corresponde a 90 cm^2, determine (*a*) o fluxo de massa que passa pelo bocal e (*b*) a área de saída do bocal.

Respostas: (*a*) 0,796 kg/s; (*b*) 58 cm^2

5–8 Um determinado volume de água a 7 MPa e 65 °C entra nos tubos de uma caldeira (o diâmetro interno constante dos tubos corresponde a 130 mm) e deixa os tubos a 6 MPa e 450 °C com uma velocidade de 80 m/s. Calcule a velocidade da água no tubo de entrada e a vazão volumétrica na entrada.

5–9 Um secador de cabelos é basicamente um duto com diâmetro constante no qual são colocadas algumas camadas de resistores elétricos. Um ventilador pequeno empurra o ar para dentro e o força a passar pelos dos resistores, onde ele é aquecido. Considerando que a densidade do ar corresponde a 1,20 kg/m^3 na entrada e 0,95 kg/m^3 na saída, determine o aumento percentual da velocidade do ar ao escoar pelo secador.

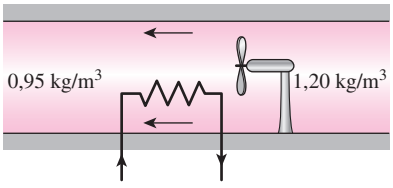


FIGURA P5–9

5–10 Um tanque rígido de 1 m^3 inicialmente contém ar com densidade igual a 1,18 kg/m^3. O tanque é conectado a uma linha de alimentação de alta pressão por meio de uma válvula. A válvula é aberta e o ar entra no tanque até que a densidade do ar no tanque suba para 7,20 kg/m^3. Determine a massa de ar que entrou no tanque.

Resposta: 6,02 kg

5–11 Um separador ciclone (como mostrado a seguir na Fig. P5–11) é usado para remover partículas sólidas finas – como as cinzas volantes, que estão suspensas em uma corrente de gás. No sistema de gases de combustão de uma central elétrica, a fração em massa de cinzas volantes nos gases de exaustão é de aproximadamente 0,001. Determine os fluxos de massa nas duas saídas (gases de combustão e cinzas), considerando que 10 kg/s de gás de combustão e mistura de cinzas entram nessa unidade. Determine também a quantidade de cinzas volantes recolhidas por ano.

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

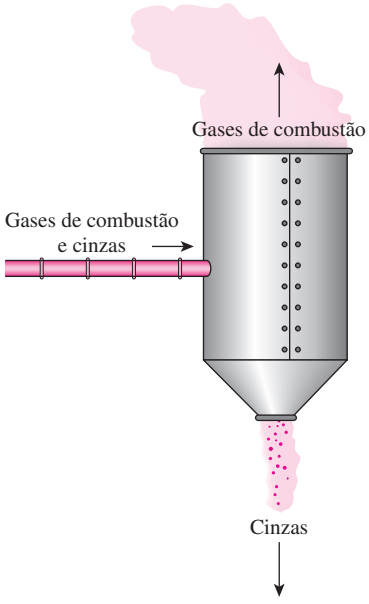


FIGURA P5–11

5–12 Ar a 100 kPa e 20 °C entra a uma velocidade de 180 m/s no coletor de admissão de 1 m^2 de um motor de avião. Determine a vazão volumétrica em m^3/s na entrada do motor e a vazão mássica em kg/s na saída do motor.

5–13 Um balão de ar quente esférico está inicialmente preenchido com ar a 120 kPa e 20 °C, e seu diâmetro inicial é de 5 m. O ar entra nesse balão a 120 kPa e 20 °C com uma velocidade de 3 m/s por uma abertura com diâmetro de 1 m. Quantos minutos serão necessários para inflar o balão até que ele atinja um diâmetro de 15 m (considerando que a pressão e a temperatura do ar no balão devem ser as mesmas do ar que entra no balão)?

Resposta: 12,0 min

FIGURA P5–13

©VOl. 27/PhotoDisc/Getty RF.

5–14 Uma bomba aumenta a pressão da água, correspondente a 70 kPa na entrada, para 700 kPa na saída. A água entra nessa bomba a 15 °C por uma abertura de 1 cm de diâmetro e sai por uma abertura de 1,5 cm de diâmetro. Determine a velocidade da água na entrada e na saída, quando a vazão mássica na saída da bomba estiver a 0,5 kg/s. Essas velocidades mudarão significativamente caso a temperatura de entrada seja elevada para 40 °C?

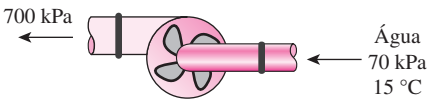


FIGURA P5–14

5–15 Um determinado volume de refrigerante-134a, a 200 kPa e 20 °C, entra em regime permanente a uma velocidade de 5 m/s em um tubo com 28 cm de diâmetro. O refrigerante ganha calor à medida que escoa e deixa o tubo a 180 kPa e 40 °C. Determine (*a*) a vazão volumétrica do refrigerante na entrada, (*b*) o fluxo de massa de refrigerante e (*c*) a velocidade e a vazão volumétrica na saída.

5–16 Uma sala para fumantes deve acomodar 15 pessoas que fumam bastante. Especifica-se que os requisitos mínimos de ar fresco para salas de fumantes correspondam a 30 L/s por pessoa (ASHRAE, Standard 62, 1989). Determine a vazão volumétrica mínima de ar fresco que precisa ser suprido à sala e o diâmetro do duto, considerando que a velocidade do ar não deve exceder 8 m/s.

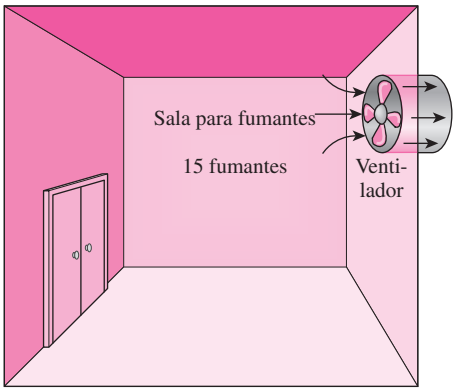


FIGURA P5–16

5–17 Especifica-se que os requisitos mínimos de ar fresco necessário a um prédio residencial correspondem a 0,35 de renovação do ar por hora (ASHRAE, Standard 62, 1989). Ou seja, 35% de todo o ar contido em uma residência deve ser substituído por ar fresco externo a cada hora. Considerando que a exigência de ventilação de uma residência de 200 m^2 com 3,0 m de altura deve ser atendida totalmente por um ventilador, determine a vazão em L/min do ventilador que deverá ser instalado. Determine também o diâmetro do duto, considerando que a velocidade do ar não deve exceder 4 m/s.

Trabalho de fluxo e transferência de energia pela massa

5–18C Quais são os diferentes mecanismos de transferência de energia de ou para um volume de controle?

5–19C O que é energia de escoamento? Os fluidos em repouso possuem alguma energia de escoamento?

5–20C Como é possível comparar a energia de um fluido em escoamento com a energia de um fluido em repouso? Cite as formas específicas de energia associadas a cada caso.

5–21E Uma bomba d'água aumenta a pressão da água de 10 psia para 50 psia. Determine o trabalho de fluxo (em Btu/lbm) requerido pela bomba.

5–22 Um compressor de ar comprime 6 L de ar a 120 kPa e 20 °C para 1.000 kPa e 400 °C. Determine o trabalho de fluxo, em kJ/kg, requerido pelo compressor. *Resposta:* 109 kJ/kg

5–23E Uma certa quantidade de vapor escapa de uma panela de pressão, cuja pressão de operação é de 20 psia. Observa-se que a quantidade de líquido da panela diminuiu em 0,6 gal em 45 minutos após o estabelecimento de condições de operação estáveis. Considera-se que a seção transversal da abertura de saída é de 0,15 pol^2. Determine (*a*) o fluxo de massa do vapor e a velocidade de saída, (*b*) as energias total e de escoamento por unidade de massa de vapor e (*c*) a taxa com a qual a energia sai da panela transportada pelo vapor.

5–24 Ar escoa em regime permanente em um tubo a 300 kPa, 77 °C e 25 m/s a uma taxa de 18 kg/min. Determine (*a*) o diâmetro do tubo, (*b*) a taxa de transporte da energia de escoamento, (*c*) a taxa de transporte de energia pela massa e (*d*) o erro envolvido na parte (*c*), desprezando a energia cinética.

Balanço de energia com escoamento em regime permanente: bocais e difusores

5–25C Um sistema com escoamento em regime permanente pode envolver trabalho de fronteira?

5–26C Um difusor é um dispositivo adiabático que diminui a energia cinética do fluido, pela sua desaceleração. O que acontece a essa energia cinética *perdida*?

5–27C A energia cinética de um fluido aumenta à medida que ele é acelerado em um bocal adiabático. De onde vem essa energia?

5–28C É conveniente a transferência de calor de ou para o fluido à medida que ele escoa em um bocal? Como a transferência de calor afetará a velocidade do fluido na saída do bocal?

5–29 Ar a 80 kPa e 127 °C entra em um difusor adiabático em regime permanente a uma taxa de 6.000 kg/h e sai a 100 kPa. A velocidade da corrente de ar é diminuída de 230 para 30 m/s enquanto passa pelo difusor. Encontre (*a*) a temperatura de saída do ar e (*b*) a área de saída do difusor.

5–30 Uma determinada quantidade de ar entra em regime permanente em um bocal adiabático a 300 kPa, 200 °C e 45 m/s e sai a 100 kPa e 180 m/s. A área na entrada do bocal é de 110 cm^2. Determine (*a*) o fluxo de massa no bocal, (*b*) a temperatura de saída do ar e (*c*) a área na saída do bocal.

Respostas: (*a*) 1,09 kg/s; (*b*) 185 °C; (*c*) 79,9 cm^2

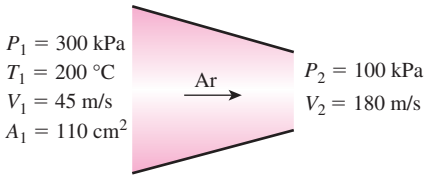


FIGURA P5–30

5–31 Reconsidere o Prob. 5–30. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da área na entrada sobre o fluxo de massa, a temperatura de saída e a área na saída. Considere que a área na entrada varia de 50 cm^2 a 150 cm^2 e trace gráficos dos resultados finais contra a área de entrada, discutindo os resultados em seguida.

5–32E Os estatores em uma turbina a gás são concebidos para aumentar a energia cinética do gás que passa adiabaticamente por eles. Ar entra em um conjunto desses bocais a 300 psia e 700 °F com uma velocidade de 80 pés/s, e sai a 250 psia e 645 °F. Calcule a velocidade na saída dos bocais.

5–33 O difusor de um motor a jato é projetado para diminuir a energia cinética do ar que entra no compressor sem nenhuma interação de trabalho ou calor. Calcule a velocidade da saída do ar no difusor quando ele entra a 100 kPa e 20 °C com velocidade de 500 m/s e sai a 200 kPa e 90 °C.

FIGURA P5–33

© *Stockbyte/Punchstock.*

5–34 Vapor entra em um bocal a 400 °C e 800 kPa com uma velocidade de 10 m/s e sai a 300 °C e 200 kPa, enquanto perde calor a uma taxa de 25 kW. Para uma área de entrada de 800 cm^2, determine a velocidade e a vazão volumétrica do vapor na saída do bocal. *Respostas:* 606 m/s; 2,74 m^3/s

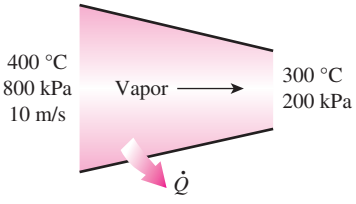


FIGURA P5–34

5–35 Vapor a 3 MPa e 400 °C entra em regime permanente em um bocal adiabático com velocidade de 40 m/s e sai a 2,5 MPa e 300 m/s. Determine (*a*) a temperatura de saída e (*b*) a razão entre a área de entrada e de saída (A_1/A_2).

5–36E Ar a 13 psia e 50 °F entra em um difusor adiabático em regime permanente com velocidade de 600 pés/s e sai com baixa velocidade a uma pressão de 14,5 psia. A área de saída do difusor é quatro vezes maior que a área de entrada. Determine (*a*) a temperatura de saída e (*b*) a velocidade de saída do ar.

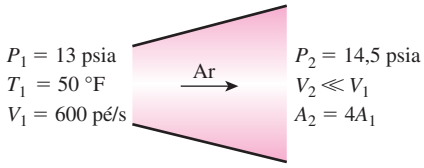


FIGURA P5–36E

5–37 Dióxido de carbono a 1 MPa e 500 °C entra em regime permanente e com fluxo de massa de 6.000 kg/h em um bocal adiabático, saindo a 100 kPa e 450 m/s. A área na entrada do bocal é de 40 cm^2. Determine (*a*) a velocidade na entrada e (*b*) a temperatura na saída. *Respostas:* (*a*) 60,8 m/s; (*b*) 685,8 K

5–38 Refrigerante-134a a 700 kPa e 120 °C entra em um bocal adiabático com velocidade de 20 m/s e sai a 400 kPa e 30 °C. Determine (*a*) a velocidade na saída e (*b*) a razão entre a área de entrada e a área de saída A_1/A_2.

5–39 Um certo volume de gás nitrogênio inicialmente a 60 kPa e 7 °C entra em um difusor adiabático em regime permanente a uma velocidade de 275 m/s, saindo a 85 kPa e 27 °C. Determine (*a*) a velocidade do nitrogênio na saída e (*b*) a razão entre a área de entrada e a área de saída A_1/A_2.

5–40 Reconsidere o Prob. 5–39. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da velocidade de entrada sobre a velocidade de saída e a razão entre a área de entrada e a área de saída. Considere que a velocidade de entrada varia de 210 m/s a 350 m/s e trace curvas para os resultados finais em função da velocidade de entrada, discutindo os resultados em seguida.

5–41 Refrigerante-134a entra em regime permanente em um difusor como vapor saturado a 800 kPa com velocidade de 120 m/s e sai a 900 kPa e 40 °C. O refrigerante está ganhando calor a uma taxa de 2 kJ/s à medida que passa pelo difusor. Considerando que a área de saída é 80% maior do que a área de entrada, determine (*a*) a velocidade na saída e (*b*) o fluxo de massa do refrigerante.

Respostas: (*a*) 60,8 m/s; (*b*) 1,308 kg/s

5–42 Vapor de água a 4 MPa e 400 °C entra em um bocal em regime permanente com uma velocidade de 60 m/s, e sai a 2 MPa e 300 °C. A área na entrada do bocal é de 50 cm^2 e calor está sendo perdido a uma taxa de 75 kJ/s. Determine (*a*) o fluxo de massa de vapor, (*b*) a velocidade do vapor na saída e (*c*) a área na saída do bocal.

Turbinas e compressores

5–43C Considere uma turbina adiabática operando em regime permanente. O trabalho produzido pela turbina precisa ser necessariamente igual à diminuição da energia do vapor que escoa por ela?

5–44C Considere um compressor de ar operando em regime permanente. Como você compararia as vazões volumétricas de ar na entrada e na saída do compressor?

5–45C A temperatura do ar aumentará à medida que for comprimido em um compressor adiabático? Por quê?

5–46C Alguém propõe o seguinte sistema para resfriar uma casa no verão: comprimir o ar ambiente externo, deixá-lo esfriar de volta até a temperatura ambiente, escoá-lo em uma turbina e em seguida descarregar o ar frio que sai da turbina dentro da casa. O sistema proposto é bom, sob o ponto de vista termodinâmico?

5–47 Refrigerante-134a entra em um compressor a 100 kPa e –24 °C com uma vazão de 1,35 m^3/min e sai a 800 kPa e 60 °C. Determine o fluxo de massa do R-134a e a potência fornecida ao compressor.

5–48 Refrigerante-134a entra em um compressor a 180 kPa como vapor saturado com uma vazão de 0,35 m^3/min e sai a 700 kPa. A potência fornecida ao refrigerante durante o processo de compressão corresponde a 2,35 kW. Qual é a temperatura do R-134a na saída do compressor? *Resposta:* 48,8 °C

5–49 Vapor escoa em regime permanente por uma turbina adiabática. Na entrada, o vapor está a 6 MPa, 400 °C e 80 m/s, e na saída, a 40 kPa, 92% de título e 50 m/s. O fluxo de massa do vapor é de 20 kg/s. Determine (*a*) a variação da energia cinética, (*b*) a potência produzida e (*c*) a área de entrada da turbina.

Respostas: (*a*) –1,95 kJ/kg; (*b*) 14,6 MW; (*c*) 0,0119 m^2

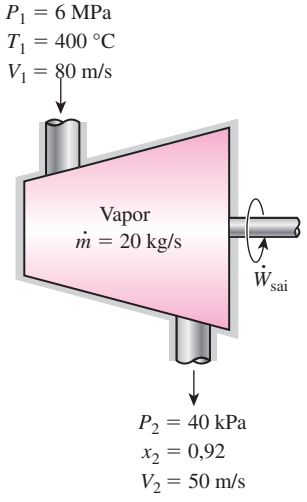


FIGURA P5–49

5–50 Reconsidere o Prob. 5–49. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão na saída da turbina sobre a potência produzida pela turbina. Considere que a pressão na saída varia de 10 kPa a 200 kPa. Em seguida, trace um gráfico para a potência produzida em função da pressão na saída e discuta os resultados.

5–51 Vapor de água entra em uma turbina adiabática a 10 Mpa e 500 °C, e sai a 10 kPa com um título de 90%. Desprezando as variações das energias cinética e potencial, determine o fluxo de massa necessário para uma produção de potência de 5 MW.

Resposta: 4,852 kg/s

5–52E Vapor flui em regime permanente por uma turbina a uma taxa de 45.000 lbm/h, entrando a 1.000 psia e 900 °F e saindo a 5 psia como vapor saturado. Considerando que a potência gerada pela turbina equivale a 4 MW, determine a taxa de perda de calor do vapor.

5–53 Um compressor de ar adiabático comprime 10 L/s de ar a 120 kPa e 20 °C para 1.000 kPa e 300 °C. Determine (*a*) o trabalho requerido pelo compressor, em kJ/kg, e (*b*) a potência necessária para fazer o compressor de ar funcionar, em kW.

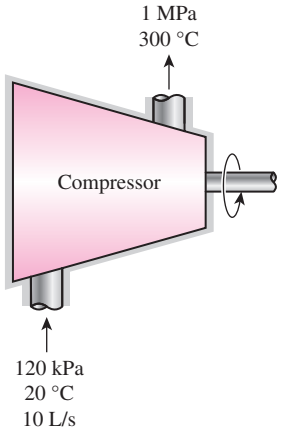


FIGURA P5–53

5–54 Argônio entra em regime permanente a 1.600 kPa, 450 °C e uma velocidade de 55 m/s em uma turbina adiabática, saindo a 150 kPa com velocidade de 150 m/s. A área de entrada da turbina é de 60 cm^2. Considerando que a potência produzida pela turbina equivale a 190 kW, determine a temperatura de saída do argônio.

5–55 Gás hélio, inicialmente a 120 kPa e 310 K, deve ser comprimido até 700 kPa e 430 K. Uma perda de calor de 20 kJ/kg ocorre durante o processo de compressão. Desprezando as variações da energia cinética, determine a potência necessária para um fluxo de massa de 90 kg/min.

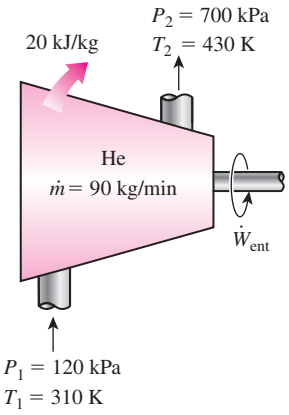


FIGURA P5–55

5–56 Dióxido de carbono entra em um compressor adiabático a 100 kPa e 300 K a uma taxa de 0,5 kg/s e sai a 600 kPa e 450 K. Desprezando as variações de energia cinética, determine (*a*) a vazão volumétrica de dióxido de carbono na entrada do compressor e (*b*) o consumo de potência no compressor.

Respostas: (*a*) 0,28 m^3/s; (*b*) 68,8 kW

5–57 Uma turbina a gás adiabática expande um determinado volume de ar, inicialmente a 1.300 kPa e 500 °C, para 100 kPa e 127 °C. Ar entra na turbina por uma abertura de 0,2 m^2 com uma velocidade média de 40 m/s e sai por uma abertura de 1 m^2. Determine (*a*) a vazão mássica de ar ao longo da turbina e (*b*) a potência produzida pela turbina.

Respostas: (*a*) 46,9 kg/s; (*b*) 18,3 MW

5–58E Ar é expandido por uma turbina a gás adiabática de 500 psia e 800 °F para 60 psia e 250 °F. Considerando a vazão volumétrica na saída correspondente a 50 $pés^3/s$, a área de entrada equivalente a 0,6 $pé^2$ e a área de saída igual a 1,2 $pé^2$, determine a potência produzida por essa turbina.

5–59 Vapor entra em regime permanente a 600 °C, 5 MPa e a uma velocidade desprezível em uma turbina com uma vazão mássica de 20 kg/s. O vapor se expande na turbina para vapor saturado a 500 kPa, e 10% do vapor é removido para outra utilização. O restante do vapor continua a expandir-se para a saída da turbina, onde há pressão de 10 kPa e título de 85%. Se a turbina é adiabática, determine a taxa de trabalho realizado pelo vapor durante esse processo. *Resposta:* 27.790 kW

5–60 Vapor inicialmente a 6 MPa e 600 °C flui em regime permanente em uma turbina com uma vazão mássica de 26 kg/s e velocidade desprezível. O vapor deixa a turbina a 0,5 MPa e 200 °C com uma velocidade de 180 m/s. A taxa de trabalho realizado pelo vapor na turbina é medida em 20 MW. Considerando que a mudança de altura entre a entrada e a saída da turbina é desprezível, determine a taxa de transferência de calor associada com esse processo.

Resposta: 455 kW

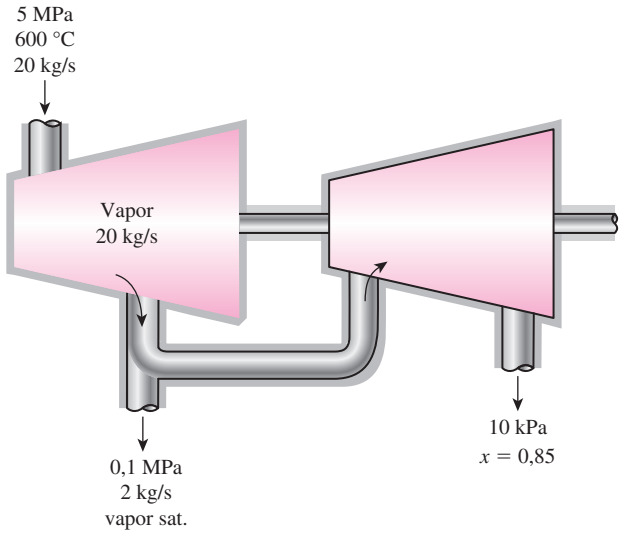


FIGURA P5–59

5–61 Determine a potência de entrada para um compressor que comprime hélio de 150 kPa e 20 °C para 400 kPa e 200 °C. Esse gás entra no compressor por meio de um tubo de 0,1 m^2 a uma velocidade de 15 m/s. Qual é o aumento no fluxo de energia durante esse processo?

Válvulas de estrangulamento

5–62C Alguém diz, com base em medições de temperatura, que a temperatura de um fluido aumenta durante um processo de estrangulamento em uma válvula bem isolada com atrito desprezível. Como você avalia essa afirmação? Esse processo viola as leis da termodinâmica?

5–63C Você acha que a temperatura do ar cai quando ele passa por um processo de estrangulamento com escoamento em regime permanente? Explique.

5–64C Você acha que a temperatura de um líquido muda quando ele passa por um estrangulamento? Explique.

5–65C Durante um processo de estrangulamento, a temperatura de um fluido cai de 30° C para –20 °C. Esse processo pode ocorrer adiabaticamente?

5–66 Um tubo capilar adiabático é utilizado em alguns sistemas de refrigeração para baixar a pressão do refrigerante, partindo do nível do condensador para o nível do evaporador. O R-134a entra no tubo capilar como um líquido saturado a 50 °C e sai a –20 °C. Determine o título do refrigerante na entrada do evaporador.

5–67 Uma mistura de líquido-vapor saturado de água, chamada de vapor úmido, inicialmente a 2.000 kPa em uma linha de vapor, é estrangulada até uma pressão de 100 kPa e uma temperatura de 120 °C. Qual é o título na linha de vapor?

Resposta: 0,957

FIGURA P5–67

5–68 Refrigerante-134a a 800 kPa e 25 °C é estrangulado até a temperatura de –20 °C. Determine a pressão e a energia interna do refrigerante no estado final.

Resposta: 133 kPa, 80,7 kJ/kg

5–69 Uma válvula bem isolada é usada para estrangular vapor de água inicialmente a 8 MPa e 350 °C para uma pressão de 2 MPa. Determine a temperatura final do vapor.

Resposta: 285 °C

5–70 Reconsidere o Prob. 5–69. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão de saída do vapor sobre a temperatura de saída após o estrangulamento. Considere que a pressão de saída varia de 6 MPa até 1 MPa. Trace um gráfico da temperatura de saída do vapor em função da pressão na saída e em seguida discuta os resultados.

5–71E Refrigerante-134a entra na válvula de expansão de um sistema de refrigeração a 160 psia como líquido saturado e sai a 30 psia. Determine as variações de temperatura e de energia interna ao longo da válvula.

Câmaras de mistura e trocadores de calor

5–72C Considere um processo de mistura com escoamento em regime permanente. Sob quais condições a energia transportada para o volume de controle pelas correntes de entrada será igual à energia transportada para fora dele pela corrente de saída?

5–73C Considere um trocador de calor com escoamento em regime permanente que envolve duas correntes de fluido diferentes. Em quais condições a quantidade de calor perdido por um fluido será igual à quantidade de calor recebida pelo outro fluido?

5–74C Quando duas correntes de fluido se misturam em uma câmara de mistura, é possível que a temperatura da mistura seja mais baixa do que a temperatura de ambas as correntes? Explique.

5–75 As correntes quente e fria de um fluido são misturadas em uma câmara de mistura rígida. O fluido quente flui para a câmara a uma vazão mássica de 5 kg/s com energia de 150 kJ/kg. O fluido frio flui para a câmara com uma vazão mássica de 15 kg/s e energia de 50 kJ/kg. Há transferência de calor para a vizinhança a partir da câmara de mistura a uma quantidade de 5,5 kW. A câmara de mistura opera em regime permanente e não ganha ou perde energia ou massa com o tempo. Determine a energia transportada a partir da câmara de mistura pela mistura de fluido por unidade de massa de fluido, em kJ/kg.

5–76 Uma corrente de água quente a 80 °C entra em uma câmara de mistura com um fluxo de massa de 0,5 kg/s, onde é misturada com uma corrente de água fria a 20 °C. Para que a mistura saia da câmara a 42 °C, determine o fluxo de massa da corrente de água fria. Considere que todas as correntes estão a uma pressão de 250 kPa. *Resposta:* 0,865 kg/s

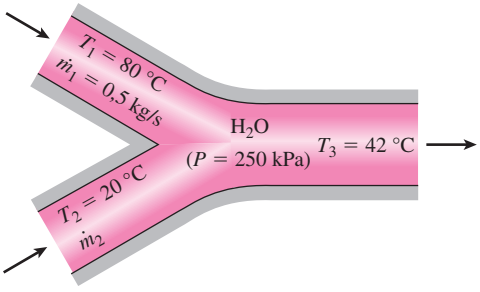


FIGURA P5–76

5–77E Água a 65 °F e 20 psia é aquecida em uma câmara, misturando-a com vapor de água saturado a 20 psia. Considerando que ambos os fluxos entram na câmara de mistura com a mesma vazão mássica, determine a temperatura e o título do fluxo de saída.

Respostas: 228 °F; 0,415

5–78 Uma corrente de refrigerante-134a a 1 MPa e 20 °C é misturada com outra corrente a 1 MPa e 80 °C. Considerando que o fluxo de massa da corrente fria equivale a duas vezes o fluxo da corrente quente, determine a temperatura e o título da corrente de saída.

5–79 Reconsidere o Prob. 5–78. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do fluxo de massa da corrente fria de R-134a sobre a temperatura e o título da corrente de saída. Varie a razão entre o fluxo de massa da corrente fria e o da corrente quente entre 1 e 4. Trace em um gráfico curvas para a temperatura da mistura e para o título em função dessa razão e discuta os resultados.

5–80E Um determinado volume de vapor deve ser condensado no lado da carcaça de um trocador de calor a 85 °F. Água de resfriamento entra nos tubos a 60 °F a uma taxa de 138 lbm/s e sai a 73 °F. Considerando que o trocador de calor esteja bem isolado, determine a taxa de transferência de calor no trocador de calor e da taxa de condensação do vapor.

5–81 Vapor de água entra no condensador de uma usina de potência a vapor a 20 kPa e título de 95% com um fluxo de massa de 20.000 kg/h. O vapor deve ser resfriado pela água de um rio próximo, a qual circulará pelos tubos que estão dentro do condensador. Para evitar poluição térmica, a água do rio não poderá sofrer um aumento de temperatura acima de 10 °C. Considerando que o vapor deve sair do condensador como líquido saturado a 20 kPa, determine o fluxo de massa necessário para a água de resfriamento.

Resposta: 297,7 kg/s

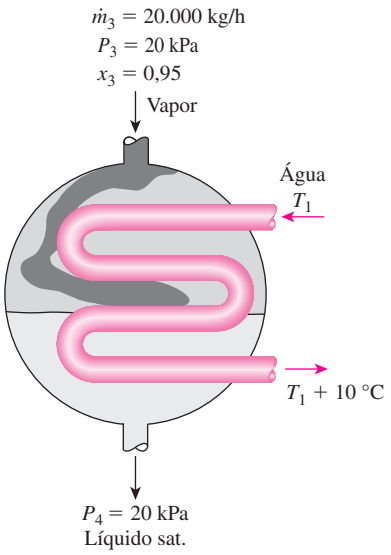


FIGURA P5–81

5–82 Um trocador de calor deve resfriar etilenoglicol ($c_p = 2{,}56$ kJ/kg·°C), inicialmente a 80 °C e escoando a uma taxa de 3,2 kg/s, até 40 °C. Para isso, água será utilizada ($c_p = 4{,}18$ kJ/kg·°C), a qual entrará a 20 °C e sairá a 70 °C do trocador. Determine (*a*) a taxa de transferência de calor e (*b*) o fluxo de massa da água.

5–83 Reconsidere o Prob. 5–82. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura de entrada da água de resfriamento sobre o seu fluxo de massa. Considere que a temperatura de entrada varia entre 10 °C e 40 °C e que a temperatura de saída permanece constante. Trace um gráfico para o fluxo de massa da água em função da sua temperatura de entrada e discuta os resultados.

5–84 Um trocador de calor de duplo-tubo de correntes opostas é usado para resfriar óleo ($c_p = 2{,}20$ kJ/kg·°C) inicialmente a 150 °C para 40 °C a uma vazão de 2 kg/s. Para isso, utiliza-se a água ($c_p = 4{,}18$ kJ/kg·°C), que entra no sistema a 22 °C a uma vazão de 1,5 kg/s. Determine a taxa de transferência de calor no trocador de calor e a temperatura de saída da água.

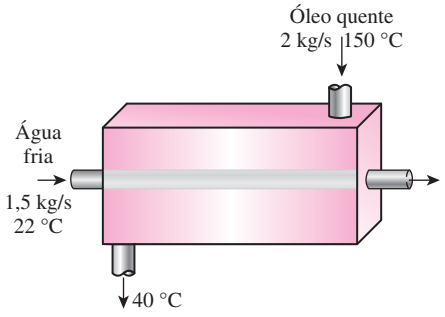


FIGURA P5–84

5–85 Um determinado volume de água fria (c_p = 4,18 kJ/kg·°C), que será utilizada em um chuveiro, entra em um trocador de calor tipo duplo-tubo de correntes opostas a 15 °C a uma vazão de 0,60 kg/s e é aquecida até chegar a 45 °C. Para isso, utiliza-se água quente (c_p = 4,19 kJ/kg·°C), que entra a 100 °C no sistema a uma vazão de 3 kg/s. Determine a taxa de transferência de calor no trocador de calor e a temperatura de saída da água quente.

5–86 Um determinado volume de ar (c_p = 1,005 kJ/kg·°C) deve ser preaquecido por gases quentes de exaustão em um trocador de calor com escoamento cruzado antes de entrar em um forno. O ar entra no trocador de calor a 95 kPa e 20 °C, a uma vazão de 0,6 m^3/s. Os gases de combustão (c_p =1,10 kJ/kg·°C) entram a 160 °C, a uma vazão de 0,95 kg/s, e saem a 95 °C. Determine a taxa de transferência de calor para o ar e sua temperatura de saída.

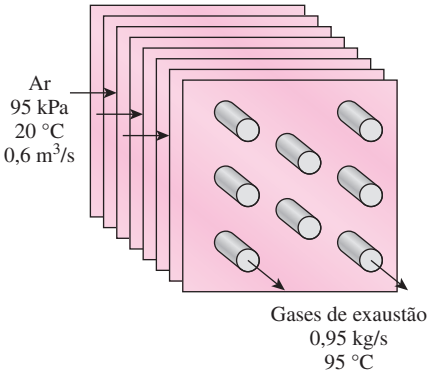


FIGURA P5–86

5–87E Um aquecedor de água de alimentação aberto aquece a água de alimentação misturando-a com vapor quente. Considere uma central elétrica com um aquecedor de água de alimentação aberto que mistura 0,1 lbm/s de vapor a 10 psia e 200 °F com 2,0 lbm/s de água de alimentação a 10 psia e 100 °F para produzir água de alimentação a 10 psia e 120 °F na saída. O diâmetro do tubo de saída é 0,5 pé. Determine a vazão mássica e a velocidade da água de alimentação na saída. Os valores da vazão de saída e velocidade seriam significativamente diferentes se a temperatura na saída fosse de 180 °F?

5–88E Em um sistema de aquecimento a vapor, passa-se o ar sobre alguns tubos ao longo dos quais o vapor flui de forma constante. O vapor entra no trocador de calor a 30 psia e 400 °F a uma taxa de 15 lbm/min e sai a 25 psia e 212 °F. O ar entra a 14,7 psia e 80 °F e sai a 130 °F. Determine a vazão volumétrica de ar na entrada.

5–89 Em um sistema de condicionamento de ar é feita a mistura de ar frio com ar quente externo antes que se encaminhe a mistura para a sala condicionada. O ar frio entra na câmara de mistura a 7 °C e 105 kPa a uma vazão de 0,75 m^3/s, enquanto o ar quente entra a 34 °C e 105 kPa. O ar deixa a sala a 24 °C. A razão entre os fluxos de massa das correntes de ar quente e frio é de 2,2. Usando calores específicos variáveis determine (*a*) a temperatura da mistura na entrada da sala e (*b*) a taxa de ganho de calor da sala.

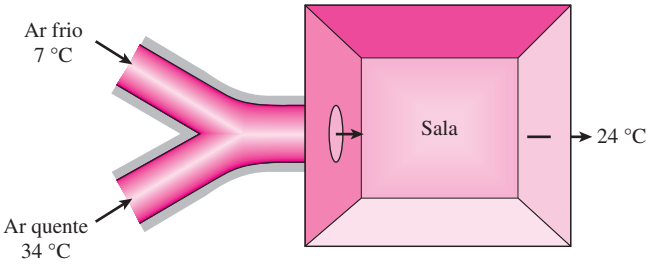


FIGURA P5–89

5–90 Os gases quentes de exaustão de um motor a combustão interna devem ser usados para produzir vapor de água saturado a uma pressão de 2 MPa. Os gases de exaustão entram no trocador de calor a 400 °C a uma vazão de 32 kg/min, enquanto a água entra no sistema a 15 °C. O trocador de calor não é bem isolado, e estima-se que 10% do calor liberado pelos gases de exaustão se percam para a vizinhança. Considerando que o fluxo de massa dos gases de exaustão seja 15 vezes maior do que o fluxo de água, determine (*a*) a temperatura dos gases de exaustão na saída do trocador de calor e (*b*) a taxa de transferência de calor para a água. Considere, para os gases de exaustão, um calor específico constante e igual ao do ar.

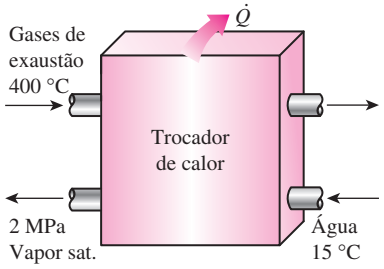


FIGURA P5–90

5–91 Uma unidade de troca de calor com água gelada é projetada para esfriar 5 m^3/s de ar inicialmente a 100 kPa e 30 °C até 100 kPa e 18 °C, usando água a 8 °C. Determine a temperatura máxima de saída da água, considerando a vazão mássica da água equivalente a 2 kg/s. *Resposta:* 16,3 °C

FIGURA P5–91

5–92 O condensador de um ciclo de refrigeração é basicamente um trocador de calor em que um refrigerante é condensado pela rejeição de calor para um fluido de resfriamento. Refrigerante-134a entra em um condensador a 1.200 kPa e 85 °C, a uma vazão mássica de 0,042 kg/s, e sai à mesma pressão sub-resfriado a 6,3 °C. A condensação é realizada pela água de resfriamento, a qual sofre uma elevação de temperatura de 12 °C no condensador. Determine (*a*) a taxa de calor transferido para a água no condensador, em kJ/min e (*b*) a vazão mássica de água, em kg/min.

Respostas: (*a*) 525 kJ/min; (*b*) 10,5 kg/min

5–93 O evaporador de um ciclo de refrigeração é basicamente um trocador de calor em que um refrigerante é evaporado por absorção de calor a partir de um fluido. Refrigerante-22 entra em um evaporador a 200 kPa, com um título de 22% a uma vazão volumétrica de 2,25 L/h. O R-22 deixa o evaporador à mesma pressão, superaquecido a 5 °C. O refrigerante é evaporado por absorção de calor do ar, cuja vazão mássica é de 0,5 kg/s. Determine (*a*) a taxa de calor absorvido a partir do ar e (*b*) a variação de temperatura do ar. As propriedades do R-22 na entrada e de saída do evaporador são $h_1 = 220{,}2$ kJ/kg, $v_1 = 0{,}0253$ m^3/kg, e $h_2 = 398{,}0$ kJ/kg.

5–94 Dois fluxos de massa do mesmo gás ideal são misturados em uma câmara com escoamento em regime permanente enquanto recebem energia por transferência de calor da vizinhança. O processo de mistura ocorre a uma pressão constante, sem interação de trabalho e com variações desprezíveis nas energias cinética e potencial. Considere que o gás possui calores específicos constantes.

(*a*) Determine uma expressão para a temperatura final da mistura, considerando a taxa de transferência de calor para a câmara de mistura e a vazão mássica na entrada e na saída.

(*b*) Obtenha uma expressão para a vazão volumétrica na saída da câmara de mistura considerando as vazões volumétricas dos dois fluxos de entrada e da taxa de transferência de calor para a câmara de mistura.

(*c*) Para o caso especial de mistura adiabática, mostre que a vazão volumétrica na saída é a soma das duas vazões volumétricas na entrada.

Escoamento em tubos e dutos

5–95 Gás argônio flui em regime permanente para um aquecedor de pressão constante a 300 K e 100 kPa, a um fluxo de massa de 6,24 kg/s. A transferência de calor na taxa de 150 kW é fornecida para o argônio à medida que flui pelo aquecedor. (*a*) Determine a temperatura do argônio na saída do aquecedor, em °C. (*b*) Determine a vazão volumétrica de argônio na saída do aquecedor, em m^3/s.

5–96 Água líquida saturada é aquecida em uma caldeira a vapor em regime permanente a uma pressão constante de 2 MPa e a uma taxa de 4 kg/s para uma temperatura de saída de 250 °C. Determine a taxa de transferência de calor na caldeira.

5–97E Água entra uma caldeira a 500 psia como um líquido saturado e sai a 600 °F à mesma pressão. Calcule a transferência de calor por unidade de massa de água.

5–98 Um aquecedor elétrico de 110 volts é usado para aquecer 0,3 m^3/s de ar a 100 kPa e 15 °C para 100 kPa e 30 °C. Qual a intensidade da corrente (em ampères) que deve ser fornecida para esse aquecedor?

5–99E O ventilador em um computador pessoal extrai 0,5 pé^3/s de ar a 14,7 psia e 70 °F pela caixa que contém a CPU e outros componentes. O ar sai a 14,7 psia e 80 °F. Calcule a potência elétrica, em kW, dissipada pelos componentes do PC.

Resposta: 0,0948 kW

FIGURA P5–99E

© Vol./PhotoDisc/Getty RF.

5–100 Um computador deve ser resfriado por um ventilador. Os componentes eletrônicos do computador consomem 60 W de potência quando atingem carga total. O computador deve operar em ambientes a temperaturas de até 45 °C e altitudes de até 3.400 m, onde a pressão atmosférica média é de 66,63 kPa. A temperatura de saída do ar não deve exceder os 60 °C para atender as necessidades de confiabilidade. Da mesma forma, a velocidade média do ar não deve exceder 110 m/min na saída do gabinete do computador – onde o ventilador está instalado – para manter o nível de ruído baixo. Determine o fluxo de massa de ar do ventilador que precisa ser instalado e o diâmetro da carcaça do ventilador.

5–101 Repita o Prob. 5–100 para um computador que consome 100 W de energia.

5–102E Água entra nos tubos de uma placa fria a 70 °F a uma velocidade média de 40 pés/min e sai a 105 °F. O diâmetro dos tubos é de 0,25 pol. Considerando que 15% do calor gerado é dissipado dos componentes para a vizinhança por convecção e radiação, e que o restante desse calor (85%) é removido pela água de refrigeração, determine a quantidade de calor gerado pelos dispositivos eletrônicos montados na placa fria. *Resposta:* 614 W

5–103 Os componentes de um sistema eletrônico que dissipa 180 W estão localizados em um duto horizontal de 1,4 m de comprimento, cuja seção transversal tem 20 cm × 20 cm. Os componentes no duto são resfriados pelo escoamento de ar que entra no duto a 30 °C e 1 atm, a uma vazão de 0,6 m^3/min, e dele sai a 40 °C. Determine a taxa de transferência de calor das superfícies externas do duto para o ambiente. *Resposta:* 63 W

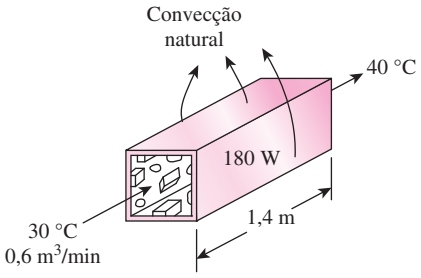


FIGURA P5–103

5–104 Repita o Prob. 5–103 para um duto horizontal circular com diâmetro de 10 cm.

5–105 Considere uma placa de circuito impresso de núcleo oco com 9 cm de altura e 18 cm de comprimento que dissipa 15 W. A espessura do espaço de ar no meio da placa é de 0,25 cm. Considerando que o ar de resfriamento entra 12 cm no núcleo a 25 °C e 1 atm a uma vazão de 0,8 L/s, determine a temperatura média de saída do ar. *Resposta:* 46,0 °C

5–106 Um computador resfriado por um ventilador contém oito placas de circuito impresso (PCI). Cada uma dissipa potência equivalente a 10 W. As PCIs têm altura de 12 cm e comprimento de 18 cm. O ar de resfriamento é fornecido por um ventilador de 25 W montado na entrada. Considerando que o aumento da temperatura do ar à medida que ele escoa pelo gabinete do computador não deve exceder 10 °C, determine (*a*) o fluxo de massa de ar que o ventilador precisa fornecer e (*b*) a fração da elevação de temperatura do ar decorrente do calor gerado pelo ventilador e por seu motor.

Respostas: (*a*) 0,0104 kg/s; (*b*) 24%

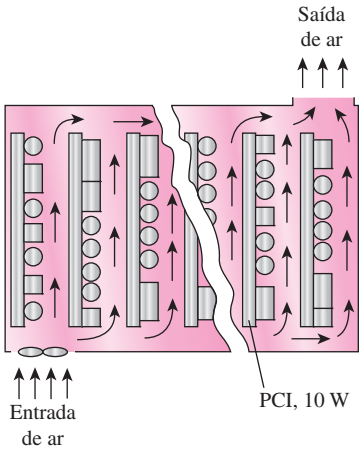


FIGURA P5–106

5–107 Água quente a 90 °C entra em um trecho de 22 m de um tubo de ferro fundido com diâmetro interno de 2,5 cm a uma velocidade média de 0,6 m/s. A superfície externa do tubo é exposta ao ar frio de um porão, cuja temperatura é de 10 °C. Considerando que a água sai desse porão a 88 °C, determine a taxa de perda de calor da água.

5–108 Reconsidere o Prob. 5–107. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do diâmetro interno do tubo sobre a taxa de perda de calor. Considere que o diâmetro do tubo varia entre 1,5 cm e 7,5 cm. Trace um gráfico para a taxa de perda de calor em função do diâmetro e em seguida discuta os resultados.

5–109 Uma sala de 5 m × 6 m × 8 m deve ser aquecida por um aquecedor elétrico colocado em um duto curto dentro da sala. Inicialmente, a sala está a 15 °C e a pressão atmosférica local é de 98 kPa. A sala está perdendo calor em regime permanente para o exterior a uma taxa de 200 kJ/min. Um ventilador de 200 W circula o ar pelo duto e pelo aquecedor elétrico a um fluxo de massa de 50 kg/min. É possível admitir que o duto é adiabático e que não existe vazamento de ar para dentro ou para fora da sala. Considerando que são necessários 15 min para que o ar da sala atinja uma temperatura média de 25 °C, encontre (*a*) a potência nominal do aquecedor elétrico e (*b*) o aumento da temperatura do ar quando ele passa pelo aquecedor.

5–110E As necessidades de água quente de uma residência têm de ser atendidas pelo aquecimento da água – que inicialmente está a 55 °F – até 180 °F, a uma taxa de 4 lbm/s; para isso, um coletor solar parabólico é utilizado. A água flui por um fino tubo de alumínio com 1,25 polegada de diâmetro cuja superfície exterior é preta-anodizada, a fim de maximizar a sua capacidade de absorção de energia solar. A linha central do tubo coincide com a linha focal do coletor e uma capa de vidro é colocada fora do tubo para minimizar as perdas de calor. Considerando que a energia solar é transferida para a água a uma taxa líquida de 400 Btu/h por pé de comprimento do tubo, determine o comprimento necessário do coletor parabólico para satisfazer os requisitos de água quente dessa casa.

5–111 Uma casa tem um sistema de aquecimento elétrico que consiste em um ventilador de 300 W e um resistor colocado em um duto. O ar escoa em regime permanente no duto com vazão igual a 0,6 kg/s e sofre um aumento de temperatura de 7 °C. A taxa de perda de calor do duto é estimada em 300 W. Determine a potência nominal do sistema de aquecimento elétrico.

Resposta: 4,22 kW

5–112 Vapor de água entra em um tubo longo e horizontal com diâmetro de entrada $D_1 = 12$ cm a 2 MPa e 300 °C, a uma velocidade de 3 m/s. Mais a jusante, as condições são de 800 kPa e 250 °C, e o diâmetro equivale a $D_2 = 10$ cm. Determine (*a*) o fluxo de massa de vapor e (*b*) a taxa de transferência de calor.

Respostas: (*a*) 0,270 kg/s; (*b*) 19,9 kJ/s

5–113 Vapor entra um tubo isolado a 200 kPa e 200 °C e sai a 150 kPa e 150 °C. A relação de diâmetros de entrada a saída para o tubo é $D_1/D_2 = 1{,}80$. Determine as velocidades de entrada e saída do vapor.

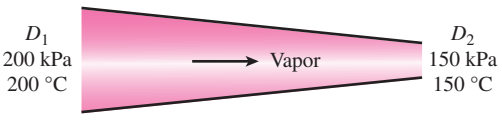


FIGURA P5–113

5–114 Refrigerante-134a entra no condensador de um refrigerador a 900 kPa e 60 °C e sai como um líquido saturado à mesma pressão. Determine a transferência de calor do refrigerante por unidade de massa.

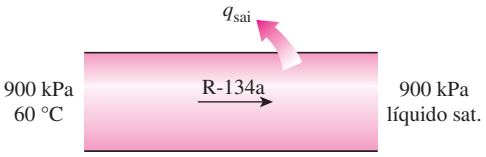


FIGURA P5–114

5–115 Água líquida saturada é aquecida a uma pressão constante em um dispositivo em regime permanente até atingir o estado de vapor saturado. Calcule a transferência de calor, em kJ/kg, quando a vaporização é realizada a uma pressão de 800 kPa.

5–116 Ar a 300 K e 100 kPa flui em regime permanente em um secador de cabelo que consome 1.500 W. Por causa do tamanho da entrada de ar, a velocidade do ar na entrada é desprezível. A temperatura do ar e a velocidade na saída do secador de cabelo correspondem a 80 °C e 21 m/s respectivamente. O escoamento do ar ocorre a uma pressão constante e de forma adiabática. Considere que o ar possui calores específicos constantes de 300 K. (*a*) Determine a vazão mássica de ar no secador de cabelo, em kg/s. (*b*) Determine a vazão volumétrica de ar na saída do secador de cabelo, em m^3/s.

Respostas: (*a*) 0,0280 kg/s; (*b*) 0,0284 m^3/s

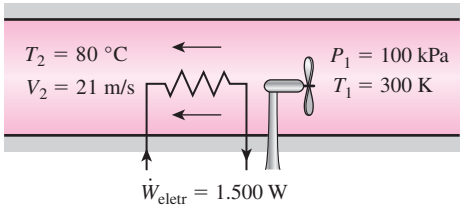


FIGURA P5–116

5–117 Reconsidere o Prob. 5–116. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da velocidade de saída sobre a vazão mássica e a vazão volumétrica de saída. Considere que a velocidade de saída varia de 5 a 25 m/s. Trace um gráfico para a vazão mássica e a vazão volumétrica de saída em função da velocidade de saída e em seguida discuta os resultados.

Processos de carga e descarga

5–118 Um tanque rígido isolado inicialmente está evacuado. Uma válvula é aberta, e ar atmosférico a 95 kPa e 17 °C entra no tanque até que a pressão atinja 95 kPa. Nesse instante a válvula é fechada. Determine a temperatura final do ar no tanque. Considere calores específicos constantes. *Resposta:* 406 K

5–119 Um tanque rígido e isolado que inicialmente está vazio é conectado por meio de uma válvula a uma linha de alimentação que transporta hélio a 200 kPa e 120 °C. A válvula é aberta e o hélio escoa para o tanque até que a pressão atinja 200 kPa; nesse instante, a válvula é fechada. Determine o trabalho de escoamento realizado pelo hélio da linha de suprimento e a temperatura final do hélio no tanque. *Respostas:* 816 kJ/kg; 655 K

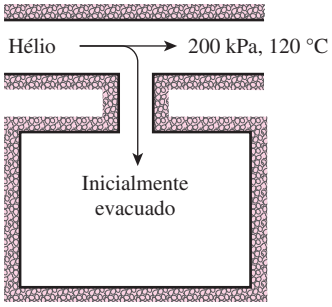


FIGURA P5–119

5–120 Considere uma garrafa rígida de 20 L que está evacuada e exposta à atmosfera a 100 kPa e 27 °C. Uma válvula no gargalo da garrafa é aberta e o ar atmosférico escoa para a garrafa. O ar admitido na garrafa acaba atingindo equilíbrio térmico com a atmosfera em consequência da transferência de calor pela parede da garrafa. A válvula permanece aberta durante o processo, de forma que o ar na garrafa também atinge o equilíbrio mecânico com a atmosfera. Determine a transferência de calor líquida pela parede da garrafa durante esse processo de enchimento.

Resposta: = 2,0 kJ

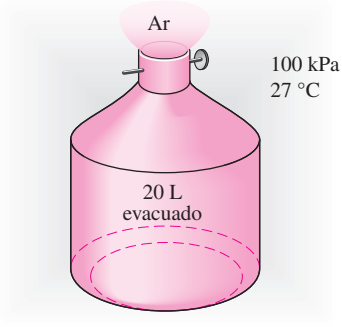


FIGURA P5–120

5–121 Um tanque rígido de 2 m^3 inicialmente contém ar a 100 kPa e 22 °C. O tanque está conectado a uma linha de alimentação por meio de uma válvula. O ar escoa na linha a 600 kPa e 22 °C. A válvula é aberta e o ar entra no tanque até que a pressão do mesmo atinja a pressão da linha. Nesse instante a válvula é fechada. Um termômetro colocado no tanque indica que a temperatura do ar no

estado final é de 77 °C. Determine (*a*) a massa do ar que entrou no tanque e (*b*) a quantidade de calor transferida.

Respostas: (*a*) 9,58 kg; (*b*) 339 kJ

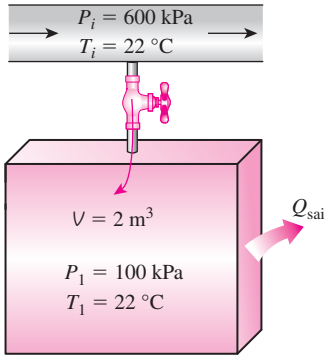


FIGURA P5–121

5–122 Um tanque rígido de 0,2 m³ equipado com um regulador de pressão contém vapor de água inicialmente a 2 MPa e 300 °C. O vapor no tanque é então aquecido; o regulador mantém a pressão de vapor constante, deixando escapar parte dele, mas a temperatura dentro do tanque aumenta. Determine a quantidade de calor transferido quando a temperatura do vapor atinge 500 °C.

5–123 Um arranjo pistão-cilindro vertical isolado contém 10 kg de água, dos quais 6 kg estão na fase vapor. A massa do pistão é tal que mantém uma pressão constante de 200 kPa dentro do cilindro. Vapor a 0,5 MPa e 350 °C de uma linha de alimentação entra no cilindro até que todo o líquido do cilindro seja vaporizado. Determine (*a*) a temperatura final no cilindro e (*b*) a massa do vapor que entrou. *Respostas:* (*a*) 120,2 °C; (*b*) 19,07 kg

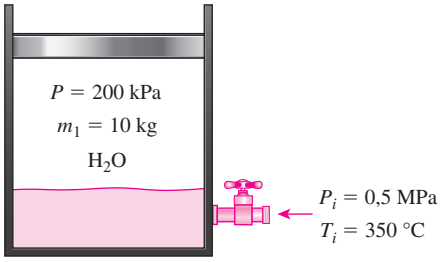


FIGURA P5–123

5–124E O tanque de ar de 2 pés³ de um mergulhador deve ser preenchido com o ar de uma linha de ar comprimido a 120 psia e 100 °F. Inicialmente, o ar nesse tanque está a 20 psia e 70 °F. Considerando que o tanque está bem isolado, determine a temperatura e a massa do tanque quando ele é preenchido até 120 psia.

5–125 Um sistema de ar condicionado deve ser preenchido a partir de um recipiente rígido que inicialmente contém 5 kg de líquido R-134a a 24 °C. A válvula que conecta esse recipiente ao sistema de ar condicionado é então aberta até que a massa no recipiente seja 0,25 kg, momento em que a válvula é fechada. Durante esse tempo, apenas o líquido R-134a escoa do recipiente. Considerando que o processo é isotérmico quando a válvula está aberta, determine o título final do R-134a no recipiente e a transferência de calor total.

Respostas: 0,506; 22,6 kJ

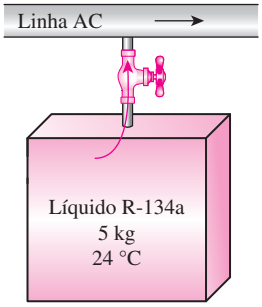


FIGURA P5–125

5–126E Oxigênio é fornecido para uma unidade médica de dez tanques de oxigênio comprimido de 1,5 pés³. Inicialmente, esses tanques estão a 1.500 psia e 80 °F; o oxigênio é removido desses tanques lentamente, o suficiente para que a temperatura nos reservatórios permaneça a 80 °F. Após duas semanas, a pressão nos tanques está a 300 psia. Determine a massa de oxigênio utilizado e a transferência de calor total para os tanques.

5–127E O pistão carregado com pesos mostrado no dispositivo da Fig. P5–127E mantém a pressão do conteúdo pistão-cilindro a 200 psia. Inicialmente, o sistema não contém massa. Em um determinado momento, a válvula é aberta e vapor da linha flui para dentro do cilindro até que o volume chegue aos 10 pés³. Esse processo é adiabático, e o vapor na linha permanece em 300 psia e 450 °F. Determine a temperatura final (e o título, se for o caso) do vapor no cilindro, e também o trabalho total produzido quando o dispositivo estiver preenchido.

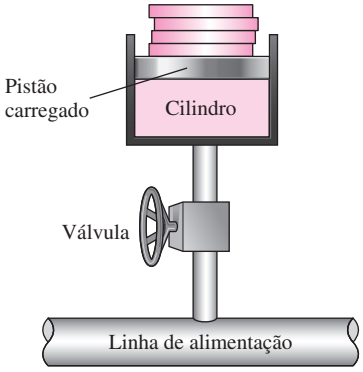


FIGURA P5–127E

5–128E Repita o Prob. 5–127E, considerando agora que a linha de abastecimento transporta oxigênio a 300 psia e 450 °F.

Respostas: 450 °F; 370 Btu

5–129 Um tanque rígido de 0,03 m^3 contém refrigerante-134a a 1,4 MPa e título de 100%. O tanque está conectado por uma válvula a uma linha de alimentação que transporta refrigerante-134a a 1,6 MPa e 36 °C. A válvula é então aberta e o refrigerante entra no tanque; depois, fecha-se a válvula quando se observa que o tanque contém líquido saturado a 1,6 MPa. Determine (*a*) a massa do refrigerante que entrou no tanque e (*b*) a transferência de calor.

Respostas: (*a*) 29,8 kg; (*b*) 697 kJ

5–130 Um tanque rígido de 0,3 m^3 está cheio de água líquida saturada a 200 °C. Uma válvula na parte inferior do tanque é aberta e o líquido é drenado do tanque. Calor é então transferido para a água, até que a temperatura no tanque permaneça constante. Determine a quantidade de calor que deve ser transferida até que metade da massa total seja drenada.

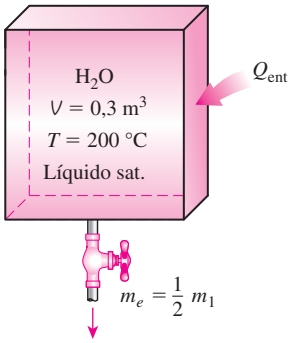


FIGURA P5–130

5–131 Um tanque de 0,12 m^3 contém refrigerante-134a saturado a 800 kPa. Inicialmente, 25% do volume é ocupado por líquido e o restante por vapor. Uma válvula na parte inferior do tanque é aberta, e líquido é retirado do tanque. Calor é então transferido para o refrigerante até que a pressão dentro do tanque permaneça constante. A válvula é fechada quando nenhum líquido resta no tanque e no momento em que começa a sair vapor dele. Determine a transferência de calor total nesse processo.

Resposta: 201,2 kJ

5–132E Um tanque rígido de 2 $pés^3$ contém refrigerante-134a saturado a 160 psia. Inicialmente, a fase líquida do refrigerante corresponde a 5% do volume, e o restante é ocupado por vapor. Uma válvula no topo do tanque é então aberta, e vapor escapa lentamente do tanque. Em seguida, calor é transferido para o refrigerante, até que a pressão dentro do tanque permaneça constante. A válvula é fechada quando a última gota de líquido no tanque é vaporizada. Determine a transferência de calor total para esse processo.

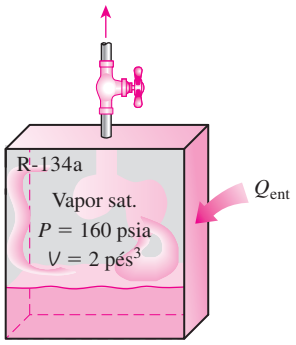


FIGURA P5–132E

5–133 Um tanque rígido de 0,4 m^3 inicialmente contém refrigerante-134a a 14 °C. Nesse estado, a fase de vapor da massa corresponde a 70% do volume total do refrigerante, e o restante está na fase líquida. O tanque é então conectado por uma válvula a uma linha de alimentação na qual o refrigerante a 1 MPa e 100 °C escoa em regime permanente. Em seguida, a válvula é ligeiramente aberta, e refrigerante entra no tanque. Quando a pressão do tanque atinge 700 kPa, todo o refrigerante do tanque está no estado de vapor saturado. Nesse instante a válvula é fechada. Determine (*a*) a temperatura final do tanque, (*b*) a massa do refrigerante que entrou no tanque e (*c*) a quantidade de calor trocado entre o sistema e a vizinhança.

5–134 A aleta de liberação de ar em um balão de ar quente é utilizada para liberar o ar quente do balão quando apropriado. Em um balão de ar quente, a abertura de liberação de ar tem uma área de 0,5 m^2, e a abertura de enchimento tem uma área de 1 m^2. Durante uma manobra de voo de dois minutos – a qual ocorre adiabaticamente –, ar quente entra no balão a 100 kPa e 35 °C, a uma velocidade de 2 m/s; o ar no balão permanece em 100 kPa e 35 °C, e ar sai do balão pela aleta de liberação de ar na velocidade de 1 m/s. No início dessa manobra, o volume do balão é de 75 m^3. Determine o volume final do balão e o trabalho produzido pelo ar em seu interior na medida em que o balão se expande.

FIGURA P5–134

© Vol. /PhotoDisc/Getty RF.

5–135 Um tanque isolado de 0,15 m³ contém hélio a 3 MPa e 130 °C. Uma válvula é então aberta, permitindo que parte do hélio escape. Depois que metade da massa inicial escapa, a válvula é fechada. Determine a temperatura e pressão finais do tanque.

Respostas: 257 K; 956 kPa

5–136E Um tanque rígido isolado de 60 pés³ contém ar a 75 psia e 120 °F. Uma válvula ligada ao tanque é aberta e o ar escapa até que a pressão interna caia para 30 psia. A temperatura do ar durante esse processo é mantida constante por um aquecedor de resistência elétrica colocado no tanque. Determine o trabalho elétrico realizado durante esse processo.

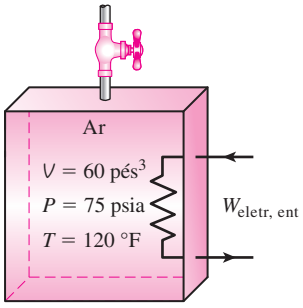


FIGURA P5–136E

5–137 Um arranjo pistão-cilindro vertical contém inicialmente 0,2 m³ de ar a 20 °C. A massa do pistão é tal que ele mantém uma pressão interna constante de 300 kPa. Uma válvula que está conectada ao cilindro é então aberta, e o ar escapa até que o volume dentro do cilindro diminua pela metade. Ocorre uma transferência de calor durante o processo, para que a temperatura do ar do cilindro permaneça constante. Determine (*a*) a quantidade de ar que restou no cilindro e (*b*) o calor trocado.

Respostas: (*a*) 0,357 kg; (*b*) 0

5–138 Um balão contém inicialmente 40 m³ de gás hélio nas condições atmosféricas de 100 kPa e 17 °C. O balão está conectado por uma válvula a um grande reservatório que fornece gás hélio a 125 kPa e 25 °C. A válvula é então aberta, e o hélio entra no balão até que o equilíbrio de pressão com o hélio da linha de alimentação seja atingido. O material do balão é tal que seu volume aumenta linearmente com a pressão. Considerando que não ocorre qualquer transferência de calor durante esse processo, determine a temperatura final no balão.

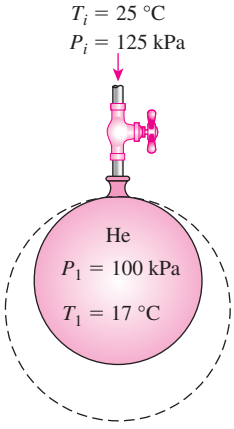


FIGURA P5–138

Resposta: 315 K

5–139 O ar em um isolado e rígido tanque de ar comprimido cujo volume é de 0,5 m³ está inicialmente a 4.000 kPa e 20 °C. Ar suficiente é liberado do tanque para reduzir a pressão para 2.000 kPa. Como resultado dessa liberação, qual é a temperatura do ar restante no tanque?

FIGURA P5–139

© Vol. OS52/PhotoDisc/Getty RF.

5–140 Um arranjo pistão-cilindro vertical isolado contém inicialmente 0,8 m³ de refrigerante-134a a 1,2 MPa e 120 °C. Nessa situação, uma mola linear aplica força total no pistão. Uma válvula conectada ao cilindro é então aberta, e refrigerante escapa. A mola se distende à medida que o pistão desce, e a pressão e o volume caem para 0,6 MPa e 0,5 m³ ao final do processo. Determine (*a*) a quantidade do refrigerante que escapou e (*b*) a temperatura final do refrigerante.

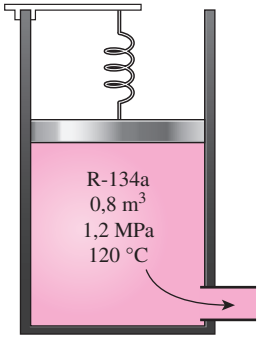


FIGURA P5–140

5–141 Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 0,6 kg de vapor com volume de 0,1 m³. A massa do pistão é tal que ele mantém uma pressão constante de 800 kPa. O cilindro está conectado

por meio de uma válvula a uma linha de alimentação que transporta vapor a 5 MPa e 500 °C. A válvula é então aberta, e vapor escoa lentamente para o cilindro até que o volume do cilindro duplique e a temperatura atinja 250 °C; nesse momento, a válvula é fechada. Determine (*a*) a massa do vapor que entrou e (*b*) o calor transferido.

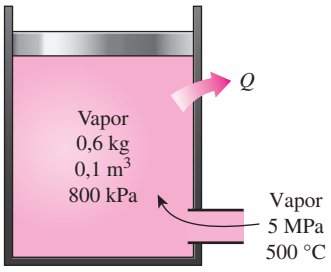


FIGURA P5–141

5–142 Um arranjo pistão-cilindro adiabático equipado com uma mola mantém a pressão no interior a 300 kPa, quando o volume é 0, e a 3.000 kPa, quando o volume é de 5 m³. O dispositivo está ligado a uma linha de vapor mantida a 1.500 kPa e 200 °C e, inicialmente, o volume é 0. Determine a temperatura final (e o título, se for o caso) quando a válvula é aberta e o vapor de água na linha entra no cilindro até que a pressão no interior coincida com a da linha. Determine também o trabalho total produzido durante esse processo adiabático de enchimento.

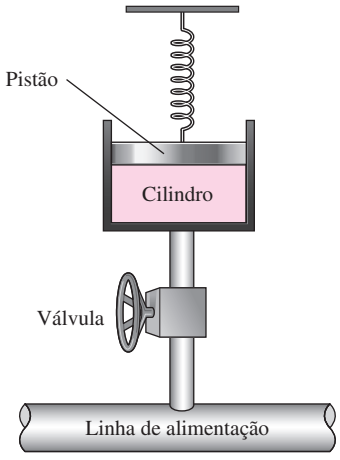


FIGURA P5–142

5–143 Repita o Prob. 5–142, considerando agora que a linha é preenchida com ar e mantida a 2.000 kPa e 327 °C.

Problemas de revisão

5–144 Gás dióxido de carbono entra uma válvula de estrangulamento a 5 MPa e 100 °C, saindo a 100 kPa. Determine a variação da temperatura durante esse processo, considerando o CO_2 (*a*) como um gás ideal e (*b*) como um gás real. Propriedades reais desse gás podem ser obtidas com o EES.

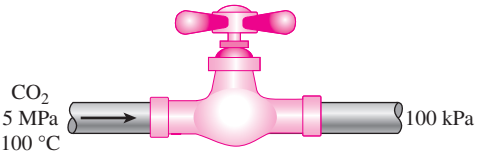


FIGURA P5–144

5–145 Hélio em regime permanente entra em um tubo com uma vazão mássica de 8 kg/s a 427 °C e 100 kPa, saindo a 27 °C. A pressão durante o processo, considerada constante, é de 100 kPa. (*a*) Determine a transferência de calor para o processo, em kW. (*b*) Determine a vazão volumétrica do hélio na saída do tubo, em m³/s.

5–146 Água subterrânea está sendo bombeada para uma piscina com área superficial de 6 m × 9 m, enquanto a água da piscina é despejada por um orifício com 7 cm de diâmetro a uma velocidade média constante de 4 m/s. Considerando que o nível da água da piscina se eleva a uma taxa de 2,5 cm/min, determine a taxa com a qual a água é fornecida para a piscina, em m³/s.

5–147 A uma velocidade de 120 m/s, ar a 4,18 kg/m³ entra em um bocal (cuja relação entre a área de entrada e saída corresponde a 2:1) e sai a uma velocidade de 380 m/s. Determine a densidade do ar na saída.

Resposta: 2,64 kg/m³

5–148E Considere um trocador de calor que utiliza ar quente para aquecer água fria. O ar entra nesse trocador de calor a 20 psia e 200 °F a uma taxa de 100 pés³/min e sai a 17 psia e 100 °F. A água entra nessa unidade a 20 psia e 50 °F a uma taxa de 0,5 lbm/s, e sai a 17 psia e 90 °F. Determine a potência total, em hp, necessária para essa unidade, e o fluxo de trabalho, em Btu/lbm, para ambas as correntes (de ar e água).

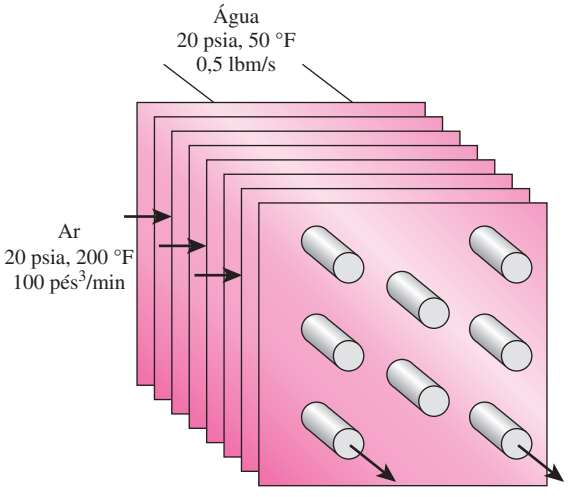


FIGURA P5–148E

5–149 Um compressor de ar comprime 15 L/s de ar a 120 kPa e 20 °C para 800 kPa e 300 °C enquanto consome 6,2 kW de potência. Quanto dessa potência está sendo utilizada para aumentar a pressão do ar, e qual é a potência necessária para mover o fluido pelo compressor?

Respostas: 4,48 kW; 1,72 kW

5–150 Uma turbina a vapor opera com 1,6 MPa e 350 °C de vapor na entrada e vapor saturado a 30 °C na saída. A vazão mássica de vapor é de 16 kg/s, e a turbina produz 9.000 kW de potência. Determine a taxa na qual o calor é perdido através do revestimento dessa turbina.

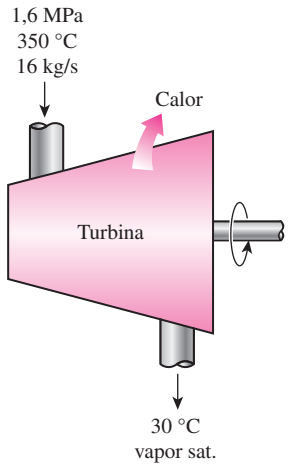


FIGURA P5–150

5–151E Gás nitrogênio flui por um longo tubo adiabático e de diâmetro constante. Ele entra a 100 psia e 120 °F, saindo a 50 psia e 70 °F. Calcule a velocidade do nitrogênio na entrada e na saída do tubo.

5–152 Um aquecedor elétrico de água de 110 V aquece 0,1 L/s de água até 30 °C (a água estava inicialmente a 18 °C). Calcule a corrente em ampères que deve ser fornecida para esse aquecedor.

Resposta: 45,6 A

5–153 Água é fervida a 100 °C por um resistor com potência de 3 kW. Determine a taxa de evaporação da água.

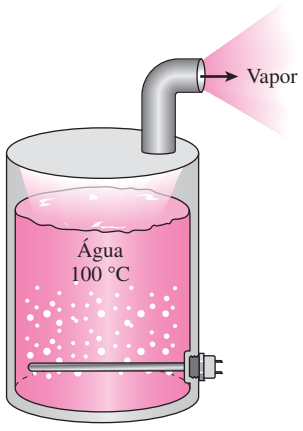


FIGURA P5–153

5–154 Vapor entra em um tubo longo isolado a 1.400 kPa e 350 °C, a uma velocidade de 10 m/s, e sai a 1.000 kPa. O diâmetro do tubo é de 0,15 m na entrada e 0,1 m na saída. Calcule a vazão mássica de vapor e a sua velocidade à saída do tubo.

5–155 O fluxo de ar em uma linha de ar comprimido está dividido em dois fluxos iguais por uma junta T na linha. O ar comprimido entra nessa conexão de diâmetro de 2,5 cm a 1,6 MPa e 40 °C, a uma velocidade de 50 m/s. Cada saída tem o mesmo diâmetro que a entrada, e o ar nessas saídas tem uma pressão de 1,4 MPa e uma temperatura de 36 °C. Determine a velocidade do ar nas saídas e a taxa de variação de energia de fluxo (fluxo de potência), considerando a junta T.

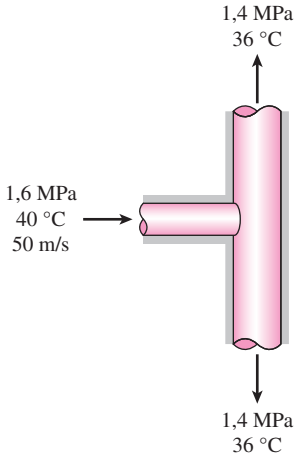


FIGURA P5–155

5–156 Ar entra em um tubo a 65 °C e 200 kPa, saindo a 60 °C e 175 kPa. Estima-se que 3,3 kJ de calor sejam perdidos pelo tubo para cada kg de ar que escoa no tubo. A razão entre os diâmetros do tubo é $D_1/D_2 = 1{,}4$. Usando calores específicos constantes para o ar, determine as velocidades de entrada e saída do ar.

Respostas: 29,9 m/s; 66,1 m/s

5–157 Vapor de água entra em um bocal a baixa velocidade, a 150 °C e 200 kPa, saindo como vapor saturado a 75 kPa. Existe transferência de calor do bocal para a vizinhança à quantidade de 26 kJ para cada quilograma de vapor que escoa pelo bocal. Determine (*a*) a velocidade de saída do vapor e (*b*) o fluxo de massa do vapor na entrada do bocal, considerando que sua área de saída corresponde a 0,001 m^2.

5–158 Em uma caldeira a gás, a água é evaporada a 150 °C por gases quentes que escoam em um tubo de aço inoxidável submerso na água. Considerando que a taxa de transferência de calor dos gases quentes para a água é de 74 kJ/s, determine a taxa de evaporação da água.

5–159 Água fria entra em um gerador de vapor a 20 °C e sai como vapor saturado a 200 °C. Determine a fração do calor utilizada no gerador de vapor para preaquecer a água líquida, inicialmente a 20 °C, até a temperatura de saturação de 200 °C.

5–160 Água fria entra em um gerador de vapor a 20 °C e sai como vapor saturado. Qual deve ser a pressão nesse gerador de vapor para que o calor necessário para preaquecer a água até a

temperatura de saturação seja igual ao calor necessário para vaporizar o líquido?

5–161 Um gás ideal se expande em uma turbina adiabática de 1.200 K e 900 kPa até 700 K. Determine a vazão volumétrica na entrada da turbina, em m^3/s, necessária para a produção de uma potência de 350 kW na turbina. Os valores médios dos calores específicos desse gás no intervalo de temperatura do problema são c_p = 1,13 kJ/kg·K e c_v = 0,83 kJ/kg· K, e R = 0,30 kJ/kg·K.

5–162 Galinhas com massa média de 2,2 kg e calor específico médio de 3,54 kJ/kg·°C devem ser resfriadas por água fria que entra a 0,5 °C em um resfriador por imersão do tipo contínuo. As galinhas são colocadas no resfriador a uma temperatura uniforme de 15 °C, a uma taxa de 500 galinhas por hora, resfriadas a uma temperatura média de 3 °C antes de serem retiradas. O resfriador recebe calor da vizinhança a uma taxa de 200 kJ/h. Determine (*a*) a taxa de remoção de calor das galinhas em kW e (*b*) o fluxo de massa da água em kg/s, considerando que a elevação da temperatura da água não deve exceder 2 °C.

5–163 Repita o Prob. 5–162, considerando que o ganho de calor do resfriador é desprezível.

5–164 Em uma usina de processamento de leite, esse líquido, inicialmente a 4 °C, é pasteurizado continuamente a 72 °C a uma taxa de 20 L/s durante 24 h por dia e 365 dias por ano. O leite é aquecido até a temperatura de pasteurização por água quente aquecida em uma caldeira a gás natural que tem eficiência de 90%. O leite pasteurizado é então resfriado por água fria a 18 °C antes de ser finalmente refrigerado novamente a 4 °C. Para economizar energia e dinheiro, a usina instala um regenerador cuja efetividade é de 82%. Considerando que o custo do gás natural é de US$1,10/therm (1 therm = 105.500 kJ), determine quanta energia e dinheiro o regenerador economizará por ano para essa empresa.

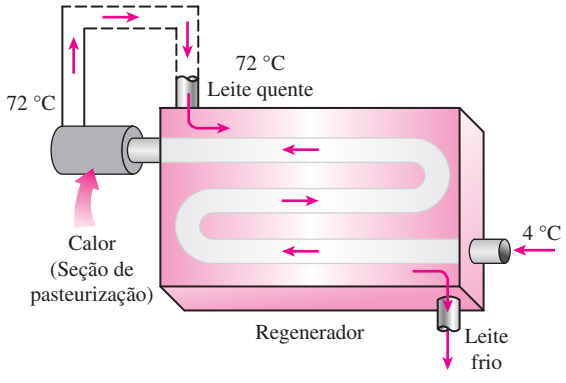


FIGURA P5–164

5–165E Um sistema de refrigeração está sendo concebido para ovos frescos (ρ = 67,4 lbm/pé^3 e c_p = 0,80 Btu/lbm·°F) com uma massa média de 0,14 lbm. Os ovos estarão inicialmente a 90 °F e devem chegar a uma temperatura final média de 50 °F, e para isso será utilizado ar a 34 °F a uma taxa de 10.000 ovos por hora. Determine (*a*) a taxa de remoção de calor dos ovos, em Btu/h, e (*b*) a vazão volumétrica necessária de ar, em pés^3/h, considerando que o aumento da temperatura do ar não deve exceder 10 °F.

5–166 Uma instalação de lavagem de garrafas de vidro utiliza um banho de água quente bem agitado a 55 °C, no qual as garrafas entram a uma taxa de 800 por minuto à temperatura ambiente de 20 °C e saem à temperatura da água. Cada garrafa tem uma massa de 150 g e remove 0,2 g de água ao sair molhada do banho. A água de reposição é fornecida a 15 °C. Desprezando as perdas de calor das superfícies externas do banho, determine a taxa com a qual (*a*) a água e (*b*) o calor devem ser fornecidos para manter a operação em regime permanente.

5–167 Fios longos de alumínio com diâmetro de 5 mm (ρ = 2.702 kg/m^3 e c_p = 0,896 kJ/kg · °C) são extrudados a uma temperatura de 350 °C e resfriados a 50 °C no ar atmosférico a 25 °C. Considerando que o fio é extrudado a uma velocidade de 8 m/min, determine a taxa da transferência de calor do fio para a sala de extrusão.

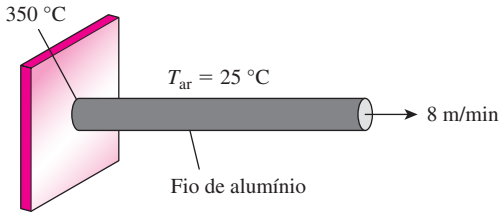


FIGURA P5–167

5–168 Repita o Prob. 5–167, considerando agora um fio de cobre (ρ = 8.950 kg/m^3 e c_p = 0,383 kJ/kg·°C).

5–169 Vapor de água a 40 °C se condensa no exterior de um tubo de cobre horizontal fino com 5 m de comprimento e 3 cm de diâmetro; para isso utiliza-se água de resfriamento que entra no tubo a 25 °C com velocidade média de 2 m/s, saindo a 35 °C. Determine a taxa de condensação do vapor.

Resposta: 0,0245 kg/s

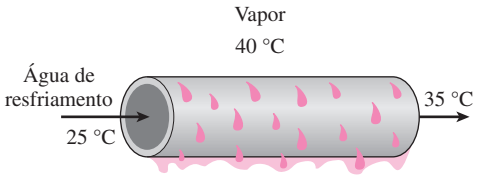


FIGURA P5–169

5–170E Vapor a 60 psia e 350 °F é misturado continuamente com água a 40 °F e 60 psia em um dispositivo adiabático. Vapor entra no dispositivo a uma taxa de 0,05 lbm/s, enquanto a água entra a 1 lbm/s. Determine a temperatura da mistura que deixa esse dispositivo, considerando uma pressão de saída de 60 psia.

Resposta: 97 °F

5–171 Uma unidade de separação de vapor R-134a a uma pressão constante separa as porções correspondentes às fases líquido e vapor de uma mistura saturada em duas correntes de saída separadas. Determine o fluxo de potência necessário para passar 6 L/s de R-134a a 320 kPa e título de 55% por essa unidade. Qual é a taxa de fluxo de massa, em kg/s, dos dois fluxos de saída?

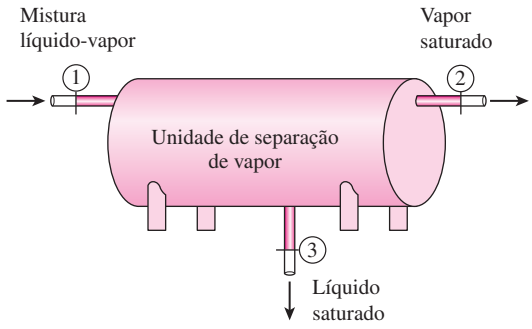


FIGURA P5–171

5–172E Um pequeno foguete de controle de posicionamento de um satélite é acionado por um recipiente de 2 pés^3 preenchido com o R-134a a –10 °F. Ao ser iniciado, o recipiente está completamente preenchido com líquido saturado R-134a. O foguete foi projetado para breves disparos de 5 s de duração. Durante cada disparo, a taxa de fluxo de massa deixada pelo foguete é de 0,05 lbm/s. Quantos desses disparos esse foguete pode sofrer antes que o título no recipiente seja de 90% ou mais, presumindo que a temperatura do conteúdo do recipiente seja mantida a −10 °F?

Resposta: 680

5–173E Durante a inflação e deflação de um *airbag* de segurança em um automóvel, o gás entra no *airbag* com um volume específico de 15 pés^3/lbm e a um fluxo de massa que varia com o tempo, tal como ilustrado na Fig. P5–173E. O gás deixa o *airbag* com um volume específico de 13 pés^3/lbm, com um fluxo de massa que varia com o tempo, como mostrado na Fig. P5–173E. Trace um gráfico do volume desta almofada (isto é, o tamanho do *airbag*) como uma função de tempo, em pés^3.

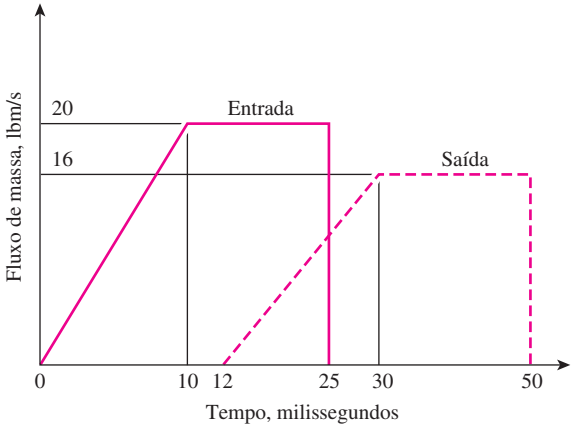


FIGURA P5–173E

5–174E A pressão atmosférica média em Spokane, Washington (altitude = 2.350 pés), corresponde a 13,5 psia, e a temperatura média no inverno equivale a 36,5 °F. O teste de pressurização de uma casa antiga com 9 m de pé direito e uma área de 4.500 pés^2 revelou que a taxa de infiltração média sazonal da casa é de 2,2 renovações de ar por hora (RAH), ou seja, o ar que entra na casa é substituído completamente 2,2 vezes por hora pelo ar exterior. Sugere-se que a taxa de infiltração da casa pode ser reduzida pela metade (1,1 RAH), preparando-se as portas e janelas para o inverno. Considerando que a casa é aquecida por gás natural, cujo custo unitário é de US$1,24/therm, e que a estação de aquecimento dura seis meses, determine quanto o dono da casa vai economizar anualmente com os custos de aquecimento para esse projeto de preparação para o inverno. Considere que a casa seja mantida a 72 °F em todos os momentos e que a eficiência da caldeira é de 0,92. A carga de calor latente durante o período de aquecimento pode ser considerada desprezível.

5–175 Determine a taxa de perda de calor sensível de um prédio devido à infiltração, considerando que o ar externo a −5 °C e 90 kPa entra no prédio a uma taxa de 35 L/s, enquanto o ar interno é mantido a 20 °C.

5–176 Considere uma grande sala de aula em um verão quente com 150 estudantes, cada um dissipando 60 W de calor sensível. Todas as luzes, com 6,0 kW de potência nominal, são mantidas acesas. A sala não tem paredes externas, portanto o ganho de calor através das paredes e teto é desprezível. Ar refrigerado a 15 °C está disponível, e a temperatura do ar de retorno não deve exceder 25 °C. Determine o fluxo de massa de ar (em kg/s) necessário para que a sala permaneça com sua temperatura média constante.

Resposta: 1,49 kg/s

5–177 Um ventilador é acionado por um motor de 0,5 hp e produz uma vazão de 85 m^3/min de ar. Determine o valor máximo da velocidade média do ar deslocado pelo ventilador. A densidade do ar pode ser considerada 1,18 kg/m^3.

5–178 Um sistema de condicionamento de ar exige uma corrente de ar de 130 m^3/min no duto de fornecimento principal. A velocidade média do ar no duto circular não deve exceder 8 m/s para evitar vibração excessiva e queda de pressão. Considerando que o ventilador converte 80% da energia elétrica que consome em energia cinética do ar, determine a potência do motor elétrico que será necessário para acionar o ventilador e o diâmetro do duto principal. Considere uma densidade do ar de 1,20 kg/m^3.

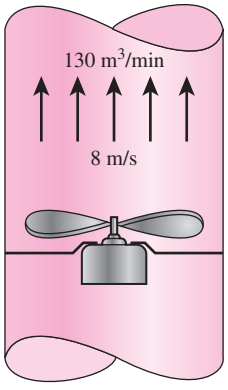


FIGURA P5–178

5–179 Um compressor de ar adiabático deve ser acionado por acoplamento direto com uma turbina a vapor adiabática que também está acionando um gerador. O vapor de água entra na turbina a 12,5 MPa e 500 °C a uma taxa de 25 kg/s, e sai a 10 kPa e título de 0,92. O ar entra no compressor a 98 kPa e 295 K a uma taxa de 10 kg/s e sai a 1 MPa e 620 K. Determine a potência líquida fornecida ao gerador pela turbina.

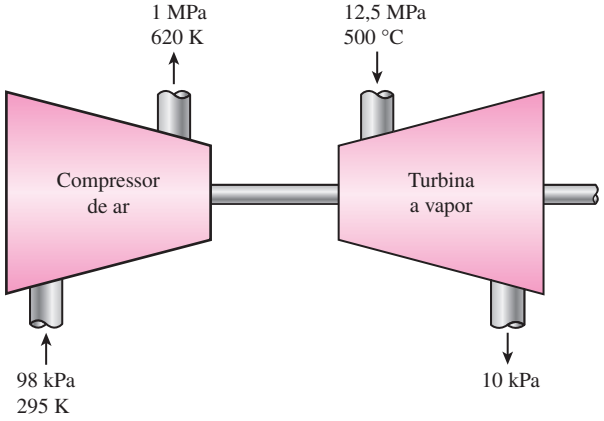


FIGURA P5–179

5–180 Determine a potência de entrada para um compressor que comprime hélio a partir de 150 kPa e 20 °C para 400 kPa e 200 °C. O gás entra nesse compressor por meio de um tubo de 0,1 m^2 a uma velocidade de 15 m/s.

5–181 Refrigerante −134a entra em um compressor com um fluxo de massa de 5 kg/s e a uma velocidade desprezível. O refrigerante entra no compressor como vapor saturado a 10 °C e deixa o compressor a 1.400 kPa com uma entalpia de 281,39 kJ/kg e uma velocidade de 50 m/s. A taxa de trabalho realizada no refrigerante é de 132,4 kW. Considerando que a diferença de altura entre a entrada e a saída do compressor é insignificante, determine (em kW) a taxa de transferência de calor associada a esse processo.

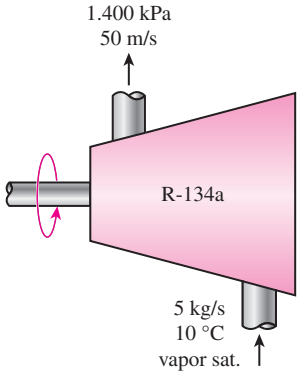


FIGURA P5–181

5–182 Submarinos mudam sua profundidade adicionando ou removendo ar de tanques de lastro rígidos, deslocando assim a água do mar nos tanques. Considere um submarino que tem um reservatório de lastro de ar de 700 m^3 parcialmente preenchido com 100 m^3 de ar a 1.500 kPa e 15 °C. Para o submarino ir para a superfície, ar a 1.500 kPa e 20 °C é bombeado para o tanque de lastro, até que ele seja totalmente preenchido com ar. O tanque é preenchido tão rapidamente que o processo é adiabático e a água do mar deixa o tanque a 15 °C. Determine a temperatura final e a massa do ar no tanque de lastro.

5–183 No problema anterior, considere que o ar é adicionado ao tanque de tal modo que a temperatura e a pressão do ar no tanque permaneçam constantes. Determine a massa final do ar no tanque de lastro sob essas condições. Determine também a transferência de calor total, enquanto o tanque está sendo enchido dessa maneira.

5–184 Um cilindro de aço contém inicialmente gás nitrogênio a 200 kPa e 25 °C. O cilindro está conectado a uma linha de fornecimento que contém nitrogênio a 800 kPa e 25 °C. Uma válvula é então aberta, permitindo nitrogênio escoar para dentro do cilindro até que a pressão atinja 800 kPa. O volume interno do cilindro é 0,1 m^3, sua massa (cilindro apenas) é 50 kg e seu calor específico é 0,43 kJ/kg·K. Encontre a massa final de nitrogênio no tanque e a temperatura final do nitrogênio, considerando um calor específico constante à temperatura ambiente para o nitrogênio, nas duas situações: (*a*) não há transferência de calor do nitrogênio para o tanque, e (*b*) há rápida transferência de calor entre o nitrogênio e o tanque, de modo que o cilindro de nitrogênio permaneça em equilíbrio térmico durante o processo (a transferência de calor do cilindro para os seus arredores externos é considerada desprezível). *Respostas*: (*a*) 379 K, 0,711 kg, (*b*) 301 K, 0,896 kg

5–185 Um tanque com um volume interno de 1 m^3 contém ar a 800 kPa e 25 °C. Uma válvula sobre o tanque é então aberta, permitindo que o ar escape e a pressão interna rapidamente caia para 150 kPa, ponto no qual a válvula é fechada. Considere desprezível a transferência de calor do tanque para o ar que resta no tanque.

(*a*) Utilizando a aproximação $h_s \approx$ constante $= h_{s,\,\text{médio}} = 0{,}5(h_1 + h_2)$, calcule a retirada de massa durante o processo.

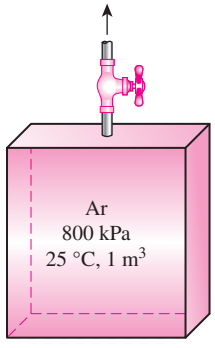


FIGURA P5–185

(*b*) Considere o mesmo processo, mas dividido em duas partes, ou seja, considere um estado intermediário no qual $P_2 = 400$ kPa, calcule a massa removida durante o processo de $P_1 = 800$ kPa a P_2 e, em seguida, a massa removida durante o processo de P_2 para $P_3 = 150$ kPa, utilizando o tipo de aproximação usado no item (*a*), e adicione os dois para obter a massa total removida.

(*c*) Calcule a massa removida considerando agora a variação de h_s.

5–186 Um frasco de R-134a líquido tem um volume interno de 0,001 m³. Inicialmente, contém 0,4 kg de R-134a (mistura saturada) a 26 °C. Uma válvula é então aberta e apenas vapor R-134a (nenhum líquido) escapa lentamente, tal que a temperatura permanece constante até que a massa de R-134a remanescente seja de 0,1 kg. Determine a transferência de calor com a vizinhança necessária para manter a temperatura e pressão do R-134a constante.

5–187 Vapor entra em uma turbina em regime permanente a 7 MPa e 600 °C, com velocidade de 60 m/s, saindo a 25 kPa e título de 95%. Uma perda de calor de 20 kJ/kg ocorre durante o processo. A área de entrada da turbina é de 150 cm² e a área de saída é de 1.400 cm². Determine (*a*) o fluxo de massa de vapor, (*b*) a velocidade de saída e (c) a potência produzida.

5–188 Reconsidere o Prob. 5–187. Usando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos da área de saída da turbina e da pressão de saída da turbina sobre a velocidade de saída e a potência produzida pela turbina. Considere que a pressão de saída varia de 10 kPa a 50 kPa (com o mesmo título), e que a área de saída varia de 1.000 cm² a 3.000 cm². Trace curvas para a velocidade de saída e para a potência em função da pressão de saída para áreas de saída de 1.000, 2.000 e 3.000 cm², e em seguida discuta os resultados.

5–189 Em grandes usinas de potência operadas por turbinas a gás, o ar é preaquecido pelos gases de exaustão em um trocador de calor chamado *regenerador* antes de entrar na câmara de combustão. O ar entra no regenerador a 1 MPa e 550 K com fluxo de massa de 800 kg/min. O calor é transferido para o ar a uma taxa de 3.200 kJ/s. Os gases de exaustão entram no regenerador a 140 kPa e 800 K, saindo a 130 kPa e 600 K. Tratando os gases de exaustão como ar, determine (*a*) a temperatura de saída do ar e (*b*) o fluxo de massa dos gases de exaustão. *Respostas:* (*a*) 775 K; (*b*) 14,9 kg/s

5–190 Considere um aquecedor de água que consiste em um tubo isolado com 5 cm de diâmetro com um resistor elétrico em seu interior: adiciona-se água fria a 20 °C na seção de aquecimento em regime permanente com vazão de 30 L/min. Considerando que a água deve ser aquecida a 55 °C, determine (*a*) a potência nominal do aquecedor elétrico e (*b*) a velocidade média da água no tubo.

5–191 Um arranjo pistão-cilindro vertical isolado contém inicialmente 0,11 m³ de ar a 150 kPa e 22 °C. Nesse estado, uma mola linear toca o pistão, mas não exerce nenhuma força sobre ele. O cilindro está conectado por uma válvula a uma linha que fornece ar a 700 kPa e 22 °C. A válvula é então aberta, e o ar da linha de alta pressão entra no cilindro. A válvula é fechada quando a pressão interna do cilindro atinge 600 kPa. Considerando que o volume interno do cilindro dobra durante esse processo, determine (*a*) a massa do ar que entrou no cilindro e (*b*) a temperatura final do ar dentro do cilindro.

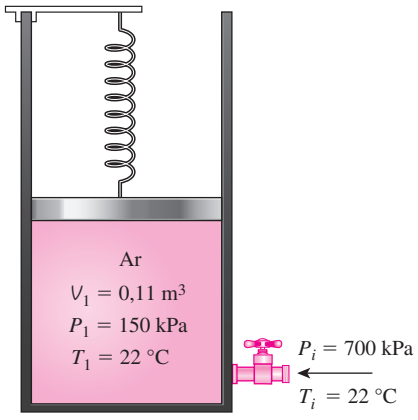


FIGURA P5–191

5–192 Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 2 kg de refrigerante-134a a 800 kPa e 80 °C. Nesse estado, o pistão toca um par de batentes na parte superior do cilindro. A massa do pistão é tal que é necessária uma pressão de 500 kPa para movê-lo. Uma válvula na parte inferior do tanque é então aberta, e R-134a é retirado do cilindro. Após algum tempo, observa-se que o pistão se move e a válvula é fechada quando metade do refrigerante é retirado do tanque; além disso, a temperatura deste cai para 20 °C. Determine (*a*) o trabalho realizado e (*b*) a transferência de calor.

Respostas: (*a*) 11,6 kJ; (*b*) 60,7 kJ

5–193 A bomba de um sistema de distribuição de água é acionada por um motor elétrico de 6 kW cuja eficiência é de 95%. A vazão de água na bomba é de 18 L/s. Os diâmetros dos tubos de entrada e saída são iguais, e a diferença de altura ao longo da bomba é desprezível. Considerando os valores das pressões de entrada e saída da bomba 100 kPa e 300 kPa (absoluta) respectivamente, determine (*a*) a eficiência mecânica da bomba e (*b*) o aumento da temperatura da água à medida que ela escoa pela bomba devido à ineficiência mecânica.

Respostas: (*a*) 63,2%; (*b*) 0,028 °C

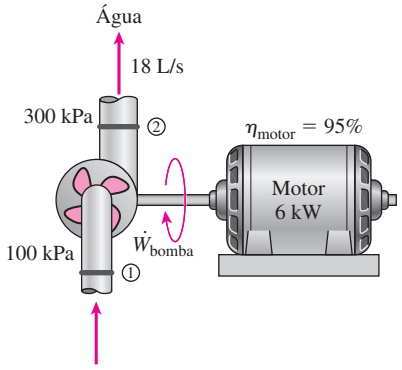


FIGURA P5–193

5–194 As necessidades de água quente de uma residência são atendidas por um aquecedor elétrico de água de 60 L, com potência nominal de 1,6 kW. O tanque de água quente inicialmente está cheio de água quente a 80 °C. Alguém toma um banho misturando uma vazão constante de água quente do tanque com uma vazão de 0,06 kg/s de água fria a 20 °C. Após um banho de 8 min, a temperatura da água no tanque é medida, verificando-se que caiu para 60 °C. O aquecedor permaneceu ligado durante o banho, e a água quente retirada do tanque foi substituída pela mesma vazão de água fria. Determine o fluxo de massa de água quente retirada do tanque durante o banho e a temperatura média da água misturada utilizada para o banho.

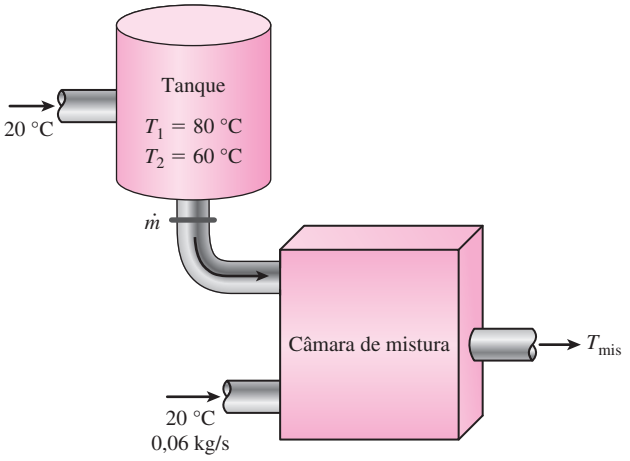


FIGURA P5–194

5–195 O turbocompressor de um motor a combustão interna é composto de uma turbina e de um compressor. Os gases quentes de exaustão escoam pela turbina para produzir trabalho, e esse trabalho produzido pela turbina é usado para movimentar o compressor. A pressão do ar ambiente aumenta à medida que ele escoa pelo compressor antes de entrar nos cilindros do motor. Portanto, a finalidade de um turbocompressor é aumentar a pressão do ar para que mais ar chegue até o cilindro; consequentemente, mais combustível pode ser queimado e mais potência pode ser produzida pelo motor.

Em um turbocompressor, gases de exaustão entram na turbina a 400 °C e 120 kPa a uma vazão de 0,02 kg/s, saindo a 350 °C. O ar entra no compressor a 50 °C e 100 kPa, saindo a 130 kPa a uma vazão de 0,018 kg/s. O compressor aumenta a pressão do ar com um efeito colateral: ele também aumenta a temperatura do ar, o que aumenta a possibilidade de um motor a gasolina sofrer batida (detonação). Para evitar isso, um pós-resfriador é colocado após o compressor para resfriar o ar quente pelo ar ambiente frio antes de ele entrar nos cilindros do motor. Estima-se que o pós-resfriador deva diminuir a temperatura do ar para abaixo dos 80 °C para evitar a batida do motor. O ar ambiente frio entra no pós-resfriador a 30 °C e sai a 40 °C. Desprezando perdas por atrito na turbina e no compressor, e tratando os gases de exaustão como ar, determine (*a*) a temperatura do ar na saída do compressor e (*b*) a vazão volumétrica mínima de ar ambiente necessária para evitar a batida do motor.

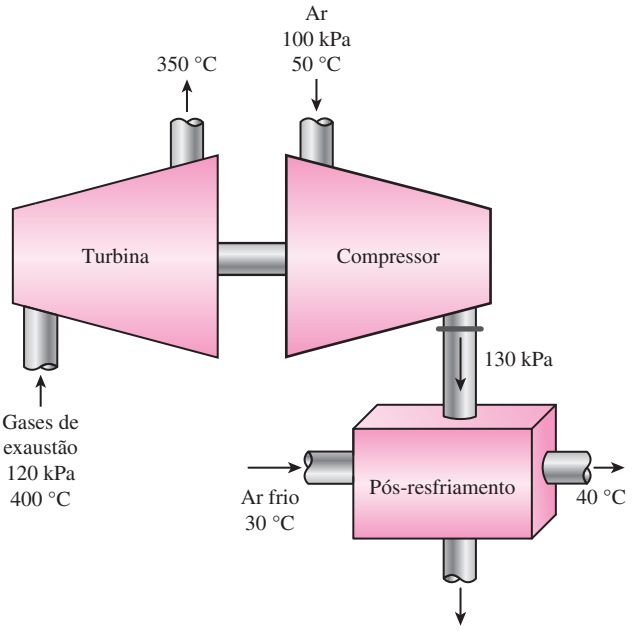


FIGURA P5–195

5–196 Uma panela de pressão é uma panela que cozinha alimento muito mais rápido que panelas comuns, mantendo pressão e temperatura elevadas durante o cozimento. A pressão dentro da panela é controlada por um regulador de pressão (a válvula) que mantém a pressão a um nível constante, periodicamente permitindo algum vapor escapar – e, desse modo, evitando qualquer acumulação de excesso de pressão. Panelas de pressão, em geral, mantém uma pressão manométrica de 2 atm (ou 3 atm absoluto) no interior. Portanto, panelas de pressão cozinham a uma temperatura de cerca de 133 °C em vez de 100 °C, reduzindo em aproximadamente 70% o tempo de cozimento e também minimizando a perda de nutrientes. As panelas de pressão mais recentes usam uma válvula de mola com várias configurações de pressão – ao contrário das mais antigas que usam um peso sobre a tampa.

O volume de uma determinada panela de pressão corresponde a 6 L, e sua pressão manométrica de operação é de 75 kPa. Inicialmente, a panela contém 1 kg de água. Após a panela ter atingido a pressão de operação, calor é fornecido para ela a uma taxa de 500 W durante 30 min. Considerando uma pressão atmosférica de 100 kPa, determine (*a*) a temperatura na qual ocorre o cozimento e (*b*) a quantidade de água deixada na panela de pressão no final do processo.

Respostas: (*a*) 116,04 °C; (*b*) 0,6 kg

5–197 Um tanque de diâmetro $D_0 = 10$ m está inicialmente preenchido com água 2 m acima do centro de uma válvula de diâmetro $D = 10$ cm próxima ao fundo. A superfície do tanque está aberta para a atmosfera, e o tanque drena a água por um tubo de comprimento $L = 100$ m conectado à válvula. O coeficiente de atrito do tubo é dado como $f = 0{,}015$, e a velocidade de descarga

é expressa como $V = \sqrt{\dfrac{2gz}{1{,}5 + fL/D}}$, onde z é a altura da água acima do centro da válvula. Determine (*a*) a velocidade de descarga inicial do tanque e (*b*) o tempo necessário para esvaziar o tanque. O tanque pode ser considerado vazio quando o nível de água baixa para o centro da válvula.

5–198 A velocidade de um líquido escoando em um tubo circular de raio R varia de zero (quando medida na parede do tubo) a um valor máximo (quando verificada no centro do tubo). A distribuição de velocidade no tubo pode ser representada como $V(r)$, onde r é a distância radial do centro do tubo. Baseado na definição de fluxo de massa $\dot{m}$, obtenha uma expressão para a velocidade média, considerando $V(r)$, R e r.

5–199 Duas correntes do mesmo gás ideal com fluxos de massa e temperaturas diferentes são misturadas em regime permanente em um dispositivo de mistura adiabático. Considerando calores específicos constantes, encontre a expressão mais simples para a temperatura da mistura escrita na forma

$$T_3 = f\left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3}, \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3}, T_1, T_2\right)$$

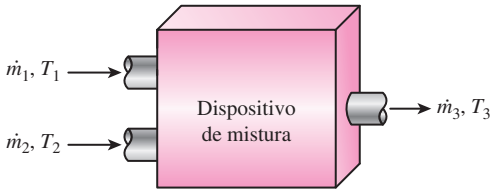


FIGURA P5–199

5–200 Um recipiente rígido preenchido com um gás ideal é aquecido enquanto o gás é liberado, e de tal modo que a temperatura do gás remanescente no recipiente permanece constante. Esse recipiente tem uma única saída. Obtenha uma expressão para o fluxo de massa na saída como uma função da taxa de variação da pressão no recipiente.

5–201 Considere uma garrafa rígida vazia de volume V que está exposta à atmosfera, cuja pressão é P_0 e temperatura é T_0. Uma válvula no gargalo da garrafa é então aberta, e o ar atmosférico escoa para dentro da garrafa. O ar admitido na garrafa acaba atingindo o equilíbrio térmico com a atmosfera em consequência da transferência de calor pela parede da garrafa. A válvula permanece aberta durante o processo, de forma que o ar admitido também atinge o equilíbrio mecânico com a atmosfera. Determine a transferência líquida de calor pela parede da garrafa durante esse processo de preenchimento, considerando as propriedades do sistema e do ar atmosférico.

Problemas de múltipla escolha

5–202 Vapor de água é acelerado em regime permanente por um bocal de uma velocidade baixa até a velocidade de 280 m/s e a uma taxa de 2,5 kg/s. Considerando que a temperatura e a pressão do vapor na saída do bocal são de 400 °C e 2 MPa, a área da saída do bocal será de:

(*a*) 8,4 cm^2 (*b*) 10,7 cm^2
(*c*) 13,5 cm^2 (*d*) 19,6 cm^2
(*e*) 23,0 cm^2

5–203 Vapor de água entra em um difusor em regime permanente a 0,5 MPa, 300 °C e 122 m/s a uma taxa de 3,5 kg/s. A área de entrada do difusor é de:

(*a*) 15 cm^2 (*b*) 50 cm^2
(*c*) 105 cm^2 (*d*) 150 cm^2
(*e*) 190 cm^2

5–204 Um trocador de calor adiabático é usado para aquecer água fria a 15 °C, a qual entra a uma taxa de 5 kg/s por meio de ar quente a 90 °C – que também entra no trocador a uma taxa de 5 kg/s. Considerando que a temperatura de saída do ar quente é de 20 °C, a temperatura de saída da água fria será de:

(*a*) 27 °C (*b*) 32 °C
(*c*) 52 °C (*d*) 85 °C
(*e*) 90 °C

5–205 Um trocador de calor é usado para aquecer água fria a 15 °C, a qual entra a uma taxa de 2 kg/s no trocador, por meio de ar quente a 85 °C, que por sua vez entra no trocador a uma taxa de 3 kg/s. O trocador de calor não é isolado e perde calor a uma taxa de 25 kJ/s. Considerando que a temperatura de saída do ar quente é de 20 °C, a temperatura de saída da água fria será de:

(*a*) 28 °C (*b*) 35 °C
(*c*) 38 °C (*d*) 41 °C
(*e*) 80 °C

5–206 Um trocador de calor adiabático é usado para aquecer água fria a 15 °C, a qual entra no trocador a uma taxa de 5 kg/s por meio de água quente a 90 °C, que por sua vez entra no trocador a uma taxa de 4 kg/s. Considerando que a temperatura de saída da água quente é de 50 °C, a temperatura de saída da água fria será de:

(*a*) 42 °C (*b*) 47 °C
(*c*) 55 °C (*d*) 78 °C
(*e*) 90 °C

5–207 Em um chuveiro, água fria a 10 °C escoando a uma taxa de 5 kg/min é misturada com água quente a 60 °C, que por sua vez escoa a uma taxa de 2 kg/min. A temperatura de saída da mistura é de:

(*a*) 24,3 °C (*b*) 35,0 °C
(*c*) 40,0 °C (*d*) 44,3 °C
(*e*) 55,2 °C

5–208 Em um sistema de aquecimento, ar externo frio a 7 °C escoando a uma taxa de 4 kg/min é misturado adiabaticamente com ar aquecido a 70 °C, o qual escoa a uma taxa de 3 kg/min. A temperatura de saída da mistura é de:

(*a*) 34 °C (*b*) 39 °C

(*c*) 45 °C (*d*) 63 °C
(*e*) 77 °C

5–209 Gases de combustão quentes (aqui considera-se que possuem as mesmas propriedades do ar à temperatura ambiente) entram em uma turbina a gás a 1 MPa e 1.500 K a uma taxa de 0,1 kg/s, e saem a 0,2 MPa e 900 K. Considerando que o calor é perdido da turbina para a vizinhança a uma taxa de 15 kJ/s, a potência produzida pela turbina a gás é de:

(*a*) 15 kW (*b*) 30 kW
(*c*) 45 kW (*d*) 60 kW
(*e*) 75 kW

5–210 Vapor de água se expande em uma turbina de 4 MPa e 500 °C até 0,5 MPa e 250 °C a uma taxa de 1.350 kg/h. Calor é perdido pela turbina a uma taxa de 25 kJ/s durante o processo. A potência produzida pela turbina é de:

(*a*) 157 kW (*b*) 207 kW
(*c*) 182 kW (*d*) 287 kW
(*e*) 246 kW

5–211 Vapor de água é comprimido por um compressor adiabático de 0,2 MPa e 150 °C até 0,8 MPa e 350 °C a uma taxa de 1,30 kg/s. O consumo de potência pelo compressor é de:

(*a*) 511 kW (*b*) 393 kW
(*c*) 302 kW (*d*) 717 kW
(*e*) 901 kW

5–212 Refrigerante-134a, inicialmente no estado de vapor saturado e a 0,14 Mpa, é comprimido por um compressor até 0,9 MPa e 60 °C a uma taxa de 0,108 kg/s. O refrigerante é resfriado a uma taxa de 1,10 kJ/s durante a compressão. A potência fornecida ao compressor é de:

(*a*) 4,94 kW (*b*) 6,04 kW
(*c*) 7,14 kW (*d*) 7,50 kW
(*e*) 8,13 kW

5–213 Refrigerante-134a se expande em uma turbina adiabática de 1,2 MPa e 100 °C até 0,18 MPa e 50 °C a uma taxa de 1,25 kg/s. A potência produzida pela turbina é de:

(*a*) 44,7 kW (*b*) 66,4 kW
(*c*) 72,7 kW (*d*) 89,2 kW
(*e*) 112,0 kW

5–214 Refrigerante-134a a 1,4 MPa e 90 °C é estrangulado até a pressão de 0,6 MPa. A temperatura do refrigerante após o estrangulamento é de:

(*a*) 22 °C (*b*) 56 °C
(*c*) 82 °C (*d*) 80 °C
(*e*) 90 °C

5–215 Ar a 27 °C e 5 atm é estrangulado por uma válvula até 1 atm. Considerando uma válvula adiabática e a variação da energia cinética como desprezível, a temperatura de saída do ar será de:

(*a*) 10 °C (*b*) 15 °C
(*c*) 20 °C (*d*) 23 °C
(*e*) 27 °C

5–216 Vapor de água a 1 MPa e 300 °C é estrangulado adiabaticamente até a pressão de 0,4 MPa. Considerando que a variação da energia cinética é desprezível, o volume específico do vapor após o estrangulamento será de:

(*a*) 0,358 m^3/kg (*b*) 0,233 m^3/kg
(*c*) 0,375 m^3/kg (*d*) 0,646 m^3/kg
(*e*) 0,655 m^3/kg

5–217 Ar deve ser aquecido em regime permanente por um aquecedor elétrico de 8 kW à medida que escoa por um duto isolado. Considerando que o ar entra no aquecedor a 50 °C a uma taxa de 2 kg/s, sua temperatura de saída será de:

(*a*) 46,0 °C (*b*) 50,0 °C
(*c*) 54,0 °C (*d*) 55,4 °C
(*e*) 58,0 °C

5–218 Vapor de água saturado a 40 °C deve ser condensado à medida que escoa por um tubo a uma taxa de 0,20 kg/s. O vapor condensado sai do tubo como líquido saturado a 40 °C. A taxa de transferência de calor do tubo é de:

(*a*) 34 kJ/s (*b*) 481 kJ/s
(*c*) 2.406 kJ/s (*d*) 514 kJ/s
(*e*) 548 kJ/s

Problemas que envolvem projetos e redação de textos

5–219 Aplicadores de pregos automáticos e pneumáticos usados na construção requerem 0,02 $pé^3$ de ar a 100 psia e 1 Btu de energia para impulsionar um único prego. Você foi incumbido da tarefa de projetar um tanque de armazenamento de ar comprimido com capacidade suficiente para impulsionar 500 pregos. A pressão nesse tanque não pode exceder 500 psia, e a temperatura não pode exceder a que normalmente é encontrada em um local de construção. Qual é a pressão máxima a ser usada no tanque e qual é o volume do tanque?

5–220 Foi-lhe dada a responsabilidade de selecionar uma turbina a vapor para uma estação de geração de energia elétrica que deve produzir 300 MW de energia elétrica, a qual será vendida por US$ 0,05 por quilowatt-hora. A caldeira irá produzir vapor a 700 psia e 700 °F, e o condensador está previsto para funcionar a 80 °F. O custo de geração e condensação de vapor é US$ 0,01 por quilowatt-hora de eletricidade produzida. Você tem que limitar a sua seleção para as três turbinas na tabela seguinte. O seu critério de seleção é realizar o pagamento do equipamento tão rapidamente quanto possível. Qual turbina você deve escolher?

Turbina	Capacidade	Custo	Milhões de dólares	Custo de operação
A	50	0,9	5	0,01
B	100	0,92	11	0,01
C	100	0,93	10,5	0,015

5–221E Você deve projetar um pequeno foguete de controle direcional para operar no espaço, fornecendo até 100 impulsos de 5 segundos cada um com um fluxo de massa de 0,5 lbm/s, a uma velocidade de 400 pés/s. Os tanques de armazenamento, que irão conter até 3.000 psia, estão disponíveis e estarão localizados em um ambiente cuja temperatura é de 40 °F. O seu critério de projeto é minimizar o volume do tanque de armazenamento. Você deve usar um sistema de ar comprimido ou de R-134a?

5–222 Um canhão de ar usa ar comprimido para a propulsão de um projétil a partir do repouso até uma velocidade final. Considere um canhão de ar que deve acelerar um projétil de 10 gramas a uma velocidade de 300 m/s usando ar comprimido, cuja temperatura não pode exceder 20 °C. O volume do tanque de armazenamento não deve exceder 0,1 m^3. Selecione o tamanho do volume de armazenamento e a pressão máxima de armazenamento que requer a quantidade mínima de energia para encher o tanque.

5–223 Para manter a altitude, a temperatura do ar dentro de um balão de ar quente deve permanecer dentro de uma faixa de 1 °C, enquanto o volume não pode variar mais do que 1%. A uma altitude de 300 m, o ar em um balão de ar quente de 1.000 m^3 precisa manter uma temperatura média de 35 °C. Esse balão perde calor a uma taxa de 3 kW pelo tecido. Quando o queimador é ativado, ele adiciona 30 kg/s de ar a 200 °C e 100 kPa para o balão. Quando a aleta que permite que o ar escape está aberta, o ar sai do balão a uma taxa de 20 kg/s. Projete o queimador e os ciclos de controle da aleta de exaustão (ativação e desativação) necessários para manter o balão a uma altitude de 300 m.

Capítulo

6

A Segunda Lei da Termodinâmica

Até este ponto, concentramos nossa atenção na primeira lei da termodinâmica, a qual exige que a energia seja conservada durante um processo. Neste capítulo, apresentamos a segunda lei da termodinâmica, cujo enunciado diz que processos ocorrem em determinada direção e que a energia tem qualidade e quantidade. Para que um processo ocorra, é preciso que ele satisfaça tanto a primeira como a segunda lei da termodinâmica. Neste capítulo, apresentamos os conceitos de reservatórios de energia térmica, processos reversíveis e irreversíveis, máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor. Diversos enunciados da segunda lei da termodinâmica são acompanhados por uma discussão sobre moto-contínuos e a escala termodinâmica de temperatura. O ciclo de Carnot é apresentado a seguir, assim como uma discussão sobre os princípios de Carnot. Finalmente, examinamos as máquinas térmicas, os refrigeradores e as bombas de calor ideais de Carnot.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Apresentar a segunda lei da termodinâmica.
- Identificar como processos válidos aqueles que atendem à primeira e à segunda lei da termodinâmica.
- Definir reservatórios de energia térmica, processos reversíveis e irreversíveis, máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor.
- Apresentar os enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius para a segunda lei da termodinâmica.
- Discutir o conceito de moto-contínuo.
- Aplicar a segunda lei da termodinâmica a ciclos e dispositivos cíclicos.
- Aplicar a segunda lei da termodinâmica para definir a escala termodinâmica de temperatura.
- Descrever o ciclo de Carnot.
- Examinar os princípios de Carnot, as máquinas térmicas, os refrigeradores e as bombas de calor ideais de Carnot.
- Apresentar expressões da eficiência térmica de máquinas térmicas reversíveis e do coeficiente de performance de bombas de calor e refrigeradores.

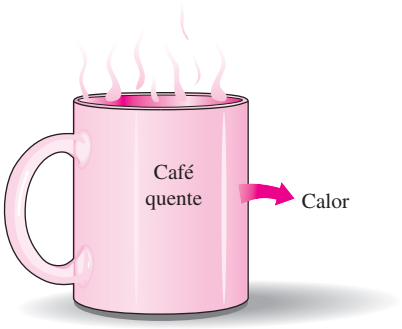


FIGURA 6–1 Uma xícara de café quente não fica mais quente dentro de uma sala fria.

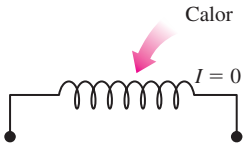


FIGURA 6–2 Transferir calor para um fio elétrico não gera eletricidade.

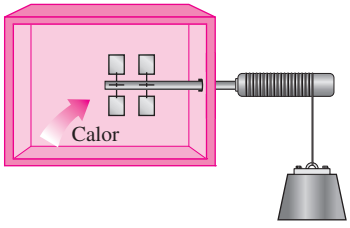


FIGURA 6–3 Transferir calor para uma roda de pás não faz com que ela gire.

FIGURA 6–4 Processos ocorrem naturalmente em uma determinada direção, mas não na direção oposta.

6–1 INTRODUÇÃO À SEGUNDA LEI

Nos Caps. 4 e 5, aplicamos a *primeira lei da termodinâmica*, ou o *princípio de conservação da energia*, a processos envolvendo sistemas fechados e abertos. Conforme destacado por várias vezes nesses capítulos, a energia é uma propriedade conservada, e não há informações sobre um processo sequer que tenha violado a primeira lei da termodinâmica. Assim, é razoável concluir que, para que um processo ocorra, ele deve obedecer à primeira lei da termodinâmica. Entretanto, como explicaremos aqui, o cumprimento dessa lei apenas não garante que o processo realmente ocorrerá.

Sabemos que uma xícara com café quente deixada em uma sala mais fria irá se esfriar (Fig. 6–1). Este processo satisfaz à primeira lei da termodinâmica, uma vez que a quantidade de energia perdida pelo café é igual à quantidade ganha pelo ar vizinho. Consideremos agora o processo inverso – o café quente ficando mais quente ainda em uma sala fria, como resultado da transferência de calor do ar da sala. Todos sabemos que esse processo jamais ocorre. Mesmo assim, ele não violaria a primeira lei, uma vez que a quantidade de energia perdida pelo ar seria igual à quantidade ganha pelo café.

Outro exemplo conhecido é o aquecimento de uma sala pela passagem de corrente elétrica através de um resistor (Fig. 6–2). Nesse caso, a primeira lei também exige que a quantidade de energia elétrica fornecida aos fios da resistência seja igual à quantidade de energia transferida para o ar da sala sob a forma de calor. Tentemos agora reverter esse processo; não será surpresa verificar que a transferência de uma quantidade de calor para os fios não fará com que eles gerem uma quantidade de energia elétrica equivalente.

Finalmente, considere uma roda de pás operada pela queda de uma determinada massa (Fig. 6–3). A roda de pás gira à medida que a massa cai e mistura um fluido dentro de um recipiente isolado. Como resultado, a energia potencial da massa diminui e a energia interna do fluido aumenta de acordo com o princípio de conservação da energia. Entretanto, o processo inverso, ou seja, a elevação da massa pela transferência de calor do fluido para a roda de pás, não ocorre na natureza, embora isso não viole a primeira lei da termodinâmica.

Esses argumentos deixam claro que processos ocorrem em uma *determinada direção*, e não na direção oposta (Fig. 6–4). A primeira lei não faz restrições à direção de um processo, mas o cumprimento da primeira lei não garante que o processo possa realmente ocorrer. Essa inadequação da primeira lei, que não identifica se um processo pode ou não ocorrer, é remediada pela introdução de outro princípio geral, a *segunda lei da termodinâmica.* Posteriormente, ainda neste capítulo, mostraremos que os processos inversos discutidos nos parágrafos anteriores violam a segunda lei da termodinâmica. Essa violação é facilmente detectada com o auxílio de uma propriedade chamada *entropia,* que será definida no Cap. 7. Um processo não pode ocorrer a menos que atenda a primeira e a segunda leis da termodinâmica, como podemos ver na Fig. 6–5.

Existem vários enunciados para a segunda lei da termodinâmica. Dois deles serão apresentados e discutidos posteriormente neste capítulo, utilizando exemplos de alguns dispositivos de engenharia que operam em ciclos.

O uso da segunda lei da termodinâmica não se limita à identificação da direção dos processos. A segunda lei também afirma que a energia tem *qualidade*, bem como quantidade. A primeira lei diz respeito à quantidade de energia e às transformações de energia de uma forma para outra, sem levar em conta sua qualidade. A preservação da qualidade da energia é uma grande preocupação dos engenheiros, e a segunda lei oferece os meios necessários para determinar a qualidade, bem como o nível de degradação da energia durante um processo. Como discutiremos neste

capítulo, uma parte maior da energia de alta temperatura pode ser convertida em trabalho e, portanto, ela tem uma qualidade mais alta do que a mesma quantidade de energia a uma temperatura mais baixa.

A segunda lei da termodinâmica também é usada na determinação dos *limites teóricos* para o desempenho dos sistemas de engenharia mais utilizados, como máquinas térmicas e refrigeradores, além de ser utilizada para fazer a previsão do *grau de realização* de reações químicas. A segunda lei também está intimamente relacionada ao conceito de *perfeição*. De fato, a segunda lei *define* perfeição para processos termodinâmicos. Ela pode ser usada para quantificar o nível de perfeição de um processo, e apontar a direção para que se elimine imperfeições de forma eficaz.

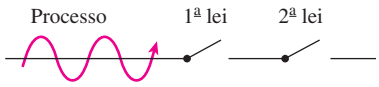


FIGURA 6–5 Para ocorrer, um processo deve obedecer à primeira e à segunda leis da termodinâmica.

6–2 RESERVATÓRIOS DE ENERGIA TÉRMICA

Ao desenvolver a segunda lei da Termodinâmica, é conveniente conceber um corpo hipotético com uma *capacidade de energia térmica* (massa × calor específico) relativamente grande, que possa fornecer ou remover quantidades finitas de calor sem sofrer qualquer variação de temperatura. Tal corpo é chamado de **reservatório de energia térmica**, ou apenas reservatório. Na prática, grandes corpos de água como os oceanos, lagos e rios, bem como o ar atmosférico, podem ser modelados como reservatórios de energia térmica, por conta das grandes capacidades de armazenamento de energia térmica ou massas térmicas (Fig. 6–6). No inverno, por exemplo, a *atmosfera* não é aquecida em decorrência da perda de calor das residências. Da mesma maneira, os megajoules de energia dissipada em grandes rios pelas usinas de potência não provocam nenhuma variação significativa na temperatura da água.

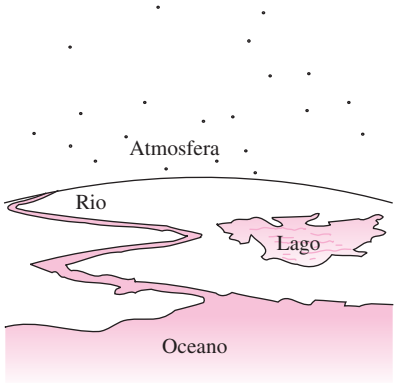


FIGURA 6–6 Corpos com massas térmicas relativamente grandes podem ser modelados como reservatórios de energia térmica.

Um *sistema bifásico* também pode ser modelado como um reservatório, uma vez que ele pode remover e liberar grandes quantidades de calor e, ao mesmo tempo, permanecer à temperatura constante. Outro exemplo conhecido de reservatório de energia térmica é o *forno industrial*. As temperaturas da maioria dos fornos são controladas cuidadosamente, e eles podem fornecer grandes quantidades de energia térmica na forma de calor de um modo essencialmente isotérmico. Portanto, eles podem ser modelados como reservatórios.

Na verdade, um corpo não precisa ser muito grande para ser considerado um reservatório. Todo corpo cuja capacidade de energia térmica seja grande com relação à quantidade de energia que ele fornece ou remove pode ser modelado como um reservatório. O ar de uma sala, por exemplo, pode ser tratado como um reservatório na análise da dissipação de calor de um aparelho de TV que está dentro da sala, uma vez que a quantidade de calor transferido do aparelho de TV para o ar da sala não é suficientemente grande para gerar um efeito perceptível sobre a temperatura do ar da sala.

Um reservatório que fornece energia na forma de calor é chamado de **fonte**, e um reservatório que recebe energia na forma de calor é chamado de **sumidouro** (Fig. 6–7). Os reservatórios de energia térmica são chamados de **reservatórios térmicos**, uma vez que eles fornecem ou removem energia sob a forma de calor.

Transferência de calor para o meio ambiente a partir de fontes industriais é uma das grandes preocupações de ambientalistas e engenheiros. O gerenciamento irresponsável da energia dissipada por essas instalações pode aumentar significativamente a temperatura de partes do ambiente, causando a chamada *poluição térmica*. Caso não seja cuidadosamente controlada, a poluição térmica pode afetar gravemente a vida aquática nos lagos e rios. Entretanto, com projeto e gerenciamento cuidadosos, a energia dissipada em grandes corpos de água pode ser usada para melhorar a qualidade da vida aquática, mantendo os aumentos de temperatura locais dentro de níveis seguros e desejáveis.

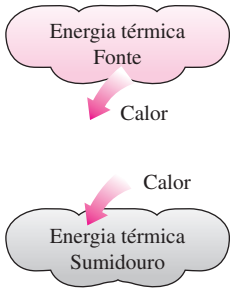


FIGURA 6–7 Uma fonte fornece energia sob a forma de calor e um sumidouro a remove.

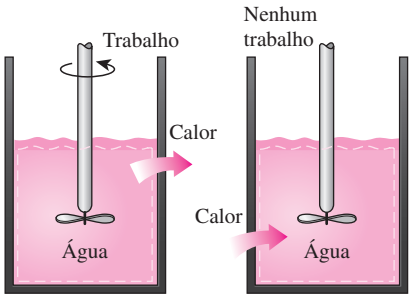


FIGURA 6–8 Trabalho pode ser sempre convertido em calor de forma direta e completa, mas o inverso não é verdadeiro.

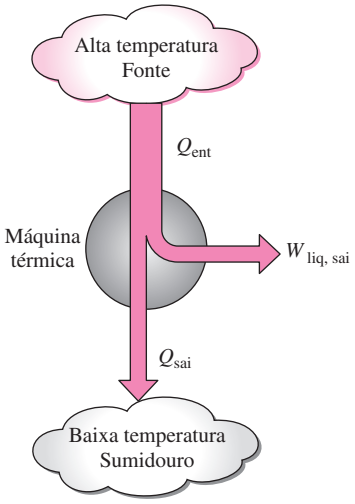


FIGURA 6–9 Parte do calor recebido por uma máquina térmica é convertida em trabalho, enquanto o restante é rejeitado para um sumidouro.

6–3 MÁQUINAS TÉRMICAS

Como já foi mencionado, trabalho pode ser facilmente convertido em outras formas de energia, mas a conversão de outras formas de energia em trabalho não é tão fácil. O trabalho mecânico realizado pelo eixo mostrado na Fig. 6–8, por exemplo, é convertido primeiramente em energia interna da água. Essa energia pode então ser retirada da água sob a forma de calor. Sabemos por experiência que qualquer tentativa de realizar o processo inverso falhará. Ou seja, transferir calor para a água não fará o eixo girar. A partir dessa e de outras observações, concluímos que trabalho pode ser convertido em calor de forma direta e completa, mas a conversão de calor em trabalho exige a utilização de dispositivos especiais. Esses dispositivos são chamados de **máquinas térmicas**.

As máquinas térmicas diferem umas das outras consideravelmente, mas todas têm as seguintes características (Fig. 6–9):

1. Recebem calor de uma fonte à alta temperatura (energia solar, fornalha, reator nuclear, etc.).
2. Convertem parte desse calor em trabalho (em geral, na forma de um eixo rotativo).
3. Rejeitam o restante do calor para um sumidouro à baixa temperatura (a atmosfera, os rios, etc.).
4. Operam em um ciclo.

Normalmente, máquinas térmicas e outros dispositivos cíclicos utilizam um fluido a partir de e para o qual calor é transferido enquanto realizam um ciclo. Esse fluido é chamado de **fluido de trabalho**.

O termo *máquina térmica* é usado com frequência em um sentido mais amplo, incluindo dispositivos que produzem trabalho e não operam em um ciclo termodinâmico. Nessa categoria incluem-se máquinas que envolvem combustão interna, como as turbinas a gás e os motores de automóveis. Esses dispositivos operam em um ciclo mecânico, mas não em um ciclo termodinâmico, uma vez que o fluido de trabalho (os gases de combustão) não passam por um ciclo completo. Em vez de serem resfriados até a temperatura inicial, os gases de exaustão são descarregados e substituídos pela mistura de ar e combustível ao final do ciclo.

O dispositivo ou instalação que melhor se ajusta à definição de máquina térmica é a *usina de potência a vapor,* que é uma máquina de combustão externa. Ou seja, a combustão ocorre fora da máquina e a energia térmica liberada durante esse processo é transferida para o vapor sob a forma de calor. A Fig. 6–10 mostra um diagrama esquemático de uma usina a vapor básica. Este é um diagrama bastante simplificado, e nos próximos capítulos discutiremos as usinas a vapor reais. As diversas grandezas mostradas nessa figura são:

Q_{ent} = quantidade de calor fornecida ao vapor na caldeira a partir de uma fonte a alta temperatura (fornalha).
Q_{sai} = quantidade de calor rejeitada pelo vapor no condensador para um sumidouro a baixa temperatura (a atmosfera, um rio, etc.).
W_{sai} = quantidade de trabalho realizado pelo vapor à medida que se expande na turbina.
W_{ent} = quantidade trabalho necessário para comprimir a água até a pressão da caldeira.

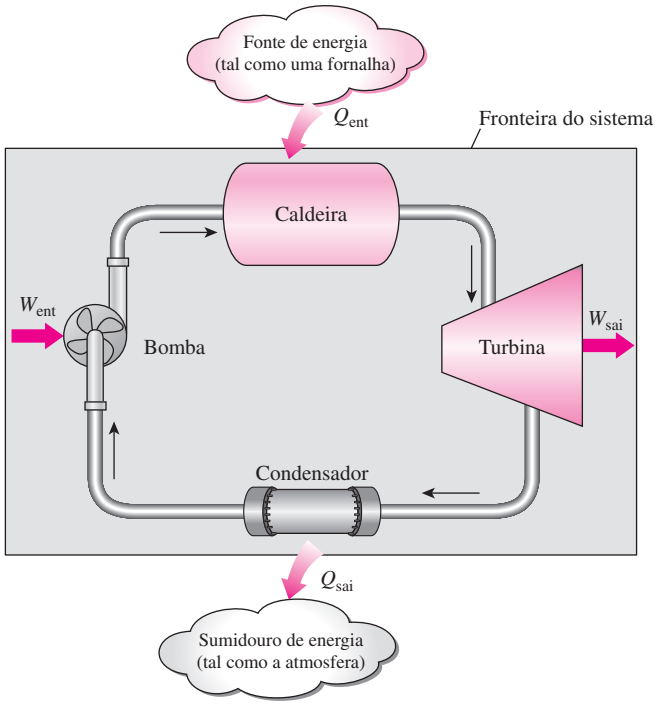


FIGURA 6–10 Representação esquemática de uma usina de potência a vapor.

Observe que as direções das interações de calor e trabalho são indicadas pelos subscritos *ent* e *sai*. Assim, as quatro grandezas descritas são sempre *positivas*.

O trabalho líquido dessa usina de potência é simplesmente a diferença entre a saída total de trabalho e a entrada total de trabalho (Fig. 6–11):

$$W_{liq,\,sai} = W_{sai} - W_{ent} \quad (kJ) \tag{6–1}$$

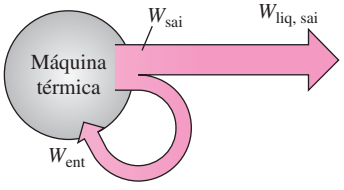


FIGURA 6–11 Uma parte do trabalho produzido por uma máquina térmica é consumida internamente para manter uma operação contínua.

O trabalho líquido pode ser também determinado apenas pelos dados de transferência de calor. Os quatro componentes da usina a vapor possuem entrada e saída de massa e, portanto, devem ser tratados como sistemas abertos. Esses componentes, juntamente com os tubos de conexão, sempre contêm o mesmo fluido (sem contar o vapor que pode eventualmente vazar, é claro). Nenhuma massa entra ou sai desse sistema, o qual é indicado pela área sombreada da Fig. 6–10; assim, ele pode ser analisado como um sistema fechado. Lembre-se de que em um sistema fechado realizando um ciclo a variação da energia interna ΔU é zero, portanto o trabalho líquido do sistema é igual à transferência líquida de calor para o sistema:

$$W_{liq,\,sai} = Q_{ent} - Q_{sai} \quad (kJ) \tag{6–2}$$

Eficiência térmica

Na Eq. 6–2, Q_{sai} representa a magnitude da energia rejeitada necessária para completar o ciclo. Todavia Q_{sai} nunca é zero; portanto, o trabalho líquido de uma máquina térmica é sempre menor que a quantidade de calor fornecida ao sistema. Isto é, apenas parte do calor transferido para a máquina térmica é convertida em trabalho. A fração do calor fornecido convertida em trabalho líquido é uma medida

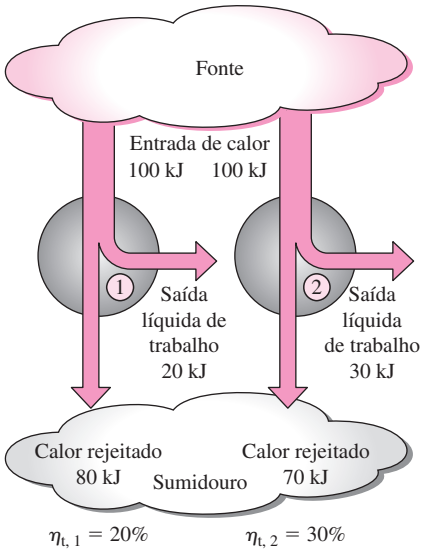


FIGURA 6–12 Algumas máquinas térmicas têm um desempenho melhor que outras (convertem mais do calor que recebem em trabalho).

do desempenho de uma máquina térmica, e é chamada de **eficiência térmica** η_t (Fig. 6–12).

Nas máquinas térmicas, o que se deseja é trabalho líquido, e é necessário que se forneça uma quantidade de calor ao fluido de trabalho. Dessa forma, a eficiência térmica de uma máquina desse tipo pode ser expressa por

$$\text{Eficiência térmica} = \frac{\text{Saída líquida de trabalho}}{\text{Entrada total de calor}} \tag{6–3}$$

ou

$$\eta_t = \frac{W_{\text{liq, sai}}}{Q_{\text{ent}}} \tag{6–4}$$

O que pode também ser expresso por

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{\text{sai}}}{Q_{\text{ent}}} \tag{6–5}$$

onde $W_{\text{liq, sai}} = Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sai}}$.

Dispositivos cíclicos de interesse prático, como máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor, operam entre um meio a alta temperatura (ou reservatório), na temperatura T_H, e um meio a baixa temperatura (ou reservatório), na temperatura T_L. Para uniformizar o tratamento de máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor, definimos duas grandezas:

Q_H = magnitude do calor transferido entre o dispositivo cíclico e o meio a alta temperatura, na temperatura T_H

Q_L = magnitude do calor transferido entre o dispositivo cíclico e o meio a baixa temperatura, na temperatura T_L

Observe que Q_H e Q_L são definidos como *magnitudes* e, portanto, são quantidades positivas. As direções de Q_H e Q_L são facilmente determinadas. Assim, expressões para o trabalho líquido e para a eficiência térmica de qualquer máquina desse tipo (mostrada na Fig. 6–13) podem também ser escritas nas formas

$$W_{\text{liq, sai}} = Q_H - Q_L$$

e

$$\eta_t = \frac{W_{\text{liq, sai}}}{Q_H} \quad \text{ou} \quad \eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{6–6}$$

A eficiência térmica de uma máquina térmica é sempre menor que a unidade, pois Q_L e Q_H são definidos como grandezas positivas.

Eficiência térmica é uma medida da eficiência da conversão do calor recebido por uma máquina térmica em trabalho. Máquinas térmicas são projetadas para converter calor em trabalho, e os engenheiros estão constantemente tentando melhorar a eficiência desses dispositivos, pois mais eficiência significa menos consumo de combustível e, consequentemente, menos despesas com combustível e menos poluição.

As eficiências térmicas dos dispositivos produtores de trabalho são relativamente baixas. Motores de automóveis (ignição por centelha) comuns têm uma eficiência térmica de cerca de 25%. Ou seja, um motor de automóvel converte aproximadamente 25% da energia química da gasolina em trabalho mecânico. Esse número chega a 40% para os motores a diesel e grandes turbinas a gás e a 60% para grandes usinas de potência que combinam gás e vapor. Por isso, mesmo

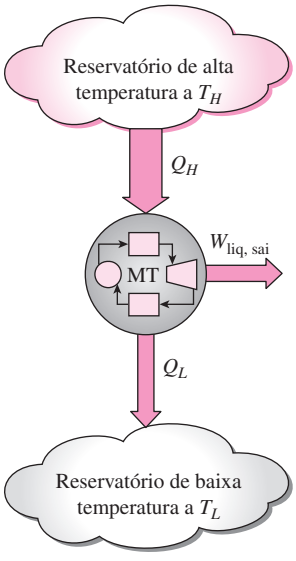


FIGURA 6–13 Esquema de uma máquina térmica.

com as máquinas térmicas mais eficientes disponíveis atualmente, quase metade da energia fornecida termina em rios, lagos ou na atmosfera como energia não aproveitável (Fig. 6–14).

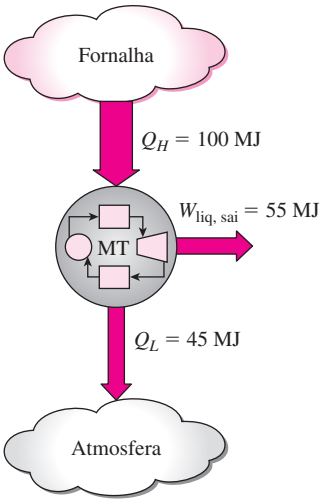


FIGURA 6–14 Mesmo as máquinas térmicas mais eficientes rejeitam como calor quase metade da energia que recebem.

Podemos economizar Q_{sai}?

Em usinas a vapor, o condensador é o dispositivo que rejeita grandes quantidades de calor em rios, lagos ou na atmosfera. Alguém pode perguntar: não poderíamos simplesmente remover o condensador da usina e utilizar toda essa energia rejeitada? A resposta a essa questão, infelizmente, é um *não* retumbante, pelo simples fato de que, sem o processo de rejeição de calor em um condensador, o ciclo não poderia ser realizado. (Dispositivos cíclicos, como usinas a vapor, não podem funcionar continuamente, a menos que o ciclo seja realizado.) Isso é demonstrado a seguir com a ajuda de uma simples máquina térmica.

Considere a máquina térmica mostrada na Fig. 6–15, que é usada para levantar pesos. Ela é composta por um arranjo pistão-cilindro com dois conjuntos de batentes. O fluido de trabalho é o gás contido no cilindro. Inicialmente, a temperatura do gás é de 30 °C. O pistão, que é carregado com os pesos, repousa sobre os batentes inferiores. Transferem-se 100 kJ de calor para o gás do cilindro a partir de uma fonte a 100 °C, levando-o a expandir-se e elevar o pistão carregado até que o mesmo atinja os batentes superiores, conforme mostrado na figura. Nesse ponto, a carga é removida e a temperatura do gás é medida em 90 °C.

O trabalho realizado sobre a carga durante esse processo de expansão é igual ao aumento de sua energia potencial, digamos 15 kJ. Mesmo sob condições ideais (pistão sem peso, ausência de atrito, nenhuma perda de calor e expansão em quase-equilíbrio), a quantidade de calor fornecida ao gás é maior que o trabalho realizado, pois parte do calor fornecido é usado para elevar a temperatura do gás.

Tentemos agora responder à seguinte questão: *É possível transferir os 85 kJ de calor restantes a 90 °C de volta para o reservatório a 100 °C para uso posterior?* Se for possível, teremos uma máquina térmica que pode ter uma eficiência térmica de 100% em condições ideais. Novamente, a resposta a essa questão é *não*, pelo simples fato de que calor é sempre transferido de um meio a alta temperatura para um a baixa temperatura, e nunca na maneira inversa. Portanto, não podemos resfriar esse gás de 90 para 30 °C pela transferência de calor para um reservatório a 100 °C. Temos, em vez disso, de colocar o sistema em contato com

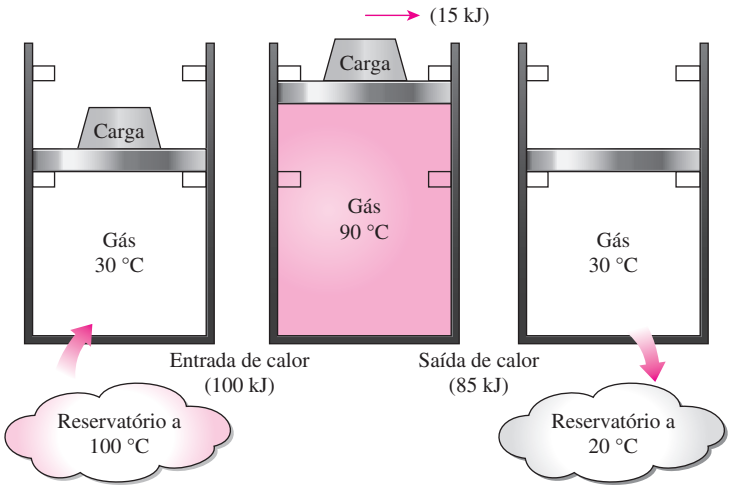


FIGURA 6–15 O ciclo de uma máquina térmica não pode ser realizado sem a rejeição de alguma quantidade de calor para um sumidouro a baixa temperatura.

um reservatório a uma baixa temperatura, digamos 20 °C, para que o gás possa retornar ao estado inicial rejeitando seus 85 kJ de excesso de energia, sob a forma de calor, para esse reservatório. Essa energia não pode ser reciclada, e é apropriadamente chamada de *energia indisponível*.

Concluímos com essa discussão que toda máquina térmica deve *rejeitar* alguma energia, transferindo-a para um reservatório de baixa temperatura para completar o ciclo, mesmo sob condições ideais. A exigência de que uma máquina térmica deve trocar calor com pelo menos dois reservatórios para que opere de forma contínua é a base do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica, que será abordado posteriormente nesta seção.

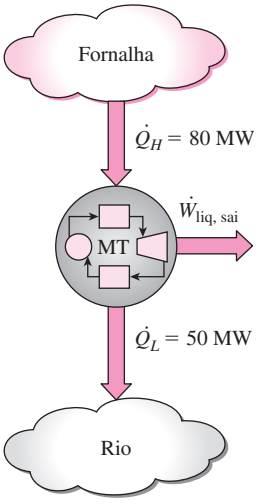


FIGURA 6–16 Esquema para o Exemplo 6–1.

EXEMPLO 6–1 Produção líquida de potência de uma máquina térmica

Calor é transferido de uma fornalha para uma máquina térmica a uma taxa de 80 MW. Considerando que a taxa na qual calor é rejeitado para um rio próximo é de 50 MW, determine a potência líquida produzida e a eficiência térmica da máquina.

SOLUÇÃO As taxas de transferência de calor para e a partir de uma máquina térmica são dadas. A potência produzida pela máquina e a sua eficiência térmica devem ser determinadas.

Hipótese As perdas de calor pelas tubulações e por outros componentes são desprezíveis.

Análise Uma representação esquemática da máquina térmica é apresentada na Fig. 6–16. A fornalha serve como reservatório de alta temperatura para essa máquina térmica, e o rio como reservatório de baixa temperatura. As grandezas fornecidas podem ser expressas por

$$\dot{Q}_H = 80 \text{ MW} \quad \text{e} \quad \dot{Q}_L = 50 \text{ MW}$$

A potência líquida produzida pela máquina térmica é

$$\dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50) \text{ MW} = \mathbf{30 \text{ MW}}$$

Assim, a eficiência térmica é facilmente determinada por

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{\text{liq, sai}}}{\dot{Q}_H} = \frac{30 \text{ MW}}{80 \text{ MW}} = \mathbf{0{,}375} \text{ (ou 37,5\%)}$$

Discussão Observe que a máquina térmica converte em trabalho 37,5% do calor que recebe.

EXEMPLO 6–2 Taxa de consumo de combustível de um carro

Um motor de um carro com potência de 65 hp tem uma eficiência térmica de 24%. Determine a taxa de consumo do combustível desse carro se o poder calorífico do combustível for 19.000 Btu/lbm (ou seja, 19.000 Btu de energia é liberada para cada lbm de combustível queimado).

SOLUÇÃO A potência produzida e a eficiência do motor do carro são dados. A taxa de consumo do combustível do carro deve ser determinada.

Hipótese A potência do carro é constante.

Análise A representação esquemática do motor do carro é mostrada na Fig. 6–17. O motor do carro é alimentado pela conversão de 24 % da energia química liberada durante o processo de combustão em trabalho. A quantidade de entrada de energia necessária para produzir a potência de 65 hp é determinada pela definição da eficiência térmica,

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{W}_{\text{liq, sai}}}{\eta_t} = \frac{65\ \text{hp}}{0{,}24}\left(\frac{2.545\ \text{Btu/h}}{1\ \text{hp}}\right) = 689.270\ \text{Btu/h}$$

Para suprir energia nesta taxa, o motor do carro queima combustível a uma taxa de

$$\dot{m} = \frac{689.270\ \text{Btu/h}}{19.000\ \text{Btu/lbm}} = \mathbf{36{,}3\ lbm/h}$$

desde que 19.000 Btu de energia térmica seja liberada para cada lbm de combustível queimado.

Discussão Observe que se a eficiência térmica do motor do carro dobrar, a taxa de consumo do combustível seria reduzida pela metade.

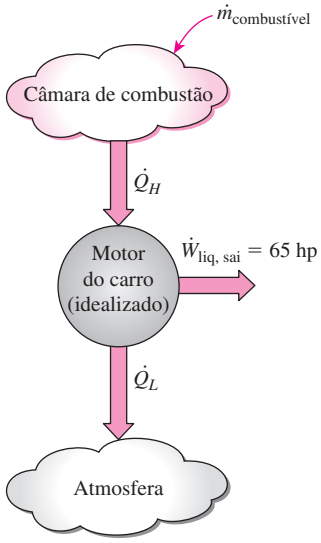


FIGURA 6–17 Esquema para o Exemplo 6–2.

A segunda lei da termodinâmica: enunciado de Kelvin-Planck

Demonstramos anteriormente, com o exemplo máquina térmica mostrada na Fig. 6–15, que para completar um ciclo, mesmo sob condições ideais, uma máquina térmica deve rejeitar uma certa quantidade de calor para um reservatório a baixa temperatura. Isto é, nenhuma máquina térmica pode converter em trabalho útil todo o calor que recebe. Essa limitação com relação à eficiência térmica de máquinas térmicas forma a base do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica, que é expresso da seguinte maneira:

> **É impossível para qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho.**

Ou seja, uma máquina térmica deve trocar calor com um sumidouro a baixa temperatura e também com uma fonte a alta temperatura para se manter em operação. O enunciado de Kelvin-Planck também pode ser expresso como *nenhuma máquina térmica pode ter uma eficiência térmica de 100%* (Fig. 6–18) ou *para uma usina de potência funcionar, o fluido de trabalho deve trocar calor com a fornalha e também com o ambiente*.

Observe que a inexistência de uma máquina térmica 100% eficiente não se deve ao atrito ou a outros efeitos de natureza dissipativa. É uma limitação que se aplica tanto às máquinas térmicas idealizadas quanto às reais. Mais adiante, neste capítulo, desenvolveremos uma expressão para a eficiência térmica teórica máxima de uma máquina térmica. Demonstraremos também que esse valor máximo depende somente das temperaturas dos reservatórios.

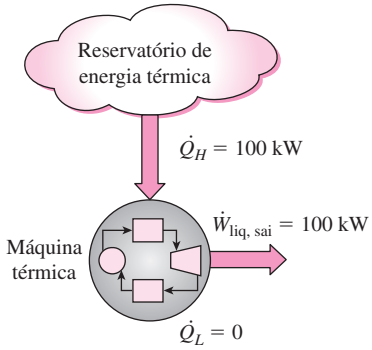


FIGURA 6–18 Uma máquina térmica que viola o enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica.

6–4 REFRIGERADORES E BOMBAS DE CALOR

Todos sabemos por experiência própria que a transferência de calor ocorre no sentido em que a temperatura é decrescente, ou seja, dos meios a alta temperatura para aqueles a baixa temperatura. Esse processo de transferência de calor ocorre na natureza sem a ajuda de qualquer dispositivo. Entretanto, o processo inverso não pode ocorrer espontaneamente.

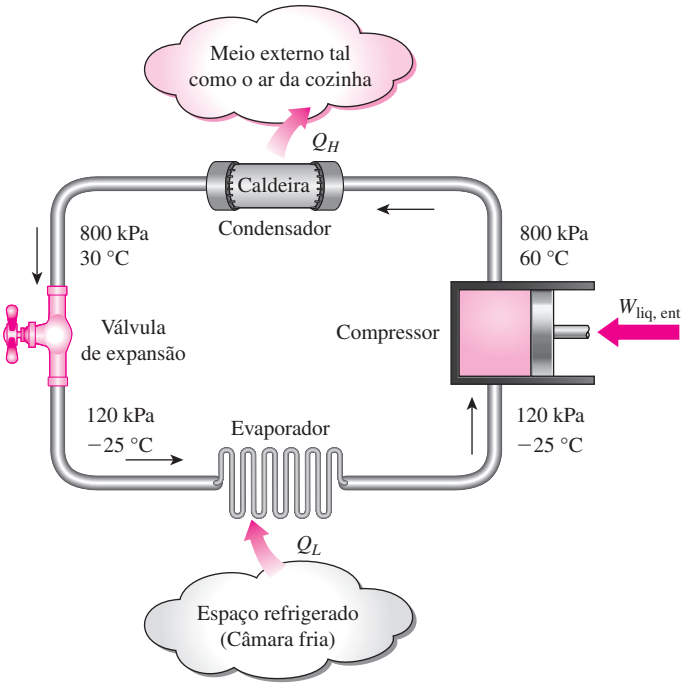


FIGURA 6–19 Componentes básicos de um sistema de refrigeração e condições típicas de operação.

A transferência de calor de um meio a baixa temperatura para um meio a alta temperatura exige dispositivos especiais chamados de **refrigeradores**.

Os refrigeradores, como as máquinas térmicas, são dispositivos cíclicos. O fluido de trabalho usado no ciclo de refrigeração é chamado de **refrigerante**. O ciclo de refrigeração usado com mais frequência é o *ciclo de refrigeração por compressão de vapor*, que tem quatro componentes principais: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, conforme mostrado na Fig. 6–19.

O refrigerante entra no compressor na forma de vapor e é comprimido à pressão do condensador. O vapor deixa o compressor com uma temperatura relativamente alta e se resfria e condensa à medida que escoa pelo condensador, rejeitando calor para o meio circundante. Em seguida, o refrigerante entra em um tubo capilar, onde sua pressão e temperatura caem drasticamente devido ao efeito de estrangulamento. Então, o refrigerante a baixa temperatura entra no evaporador, onde se evapora ao retirar calor do espaço refrigerado. O ciclo é concluído quando o refrigerante deixa o evaporador e torna a entrar no compressor.

Em um refrigerador doméstico, o evaporador se encontra no compartimento do congelador, onde o calor do compartimento é removido pelo refrigerante. O condensador, no qual o calor do refrigerante é dissipado para o ar da cozinha, se encontra posicionado na parte traseira do refrigerador.

A Fig. 6–20 traz uma representação esquemática de um refrigerador. Aqui, Q_L é a magnitude do calor removido do espaço refrigerado à temperatura T_L, Q_H é a magnitude do calor rejeitado para o ambiente quente à temperatura T_H, e $W_{\text{liq, ent}}$ é o trabalho líquido fornecido ao refrigerador. Conforme discutido antes, Q_L e Q_H representam magnitudes e, portanto, são quantidades positivas.

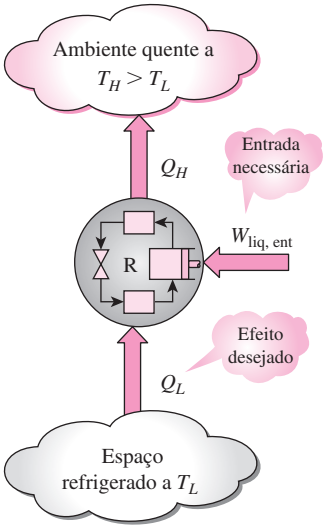


FIGURA 6–20 O objetivo de um refrigerador é remover Q_L do espaço refrigerado.

Coeficiente de performance

A *eficiência* de um refrigerador é expressa pelo **coeficiente de performance** (COP), representado por COP_R. O objetivo de um refrigerador é remover calor (Q_L)

do espaço refrigerado. Para atingir esse objetivo, é necessária a realização de trabalho $W_{liq,\,ent}$. Desta forma, o COP de um refrigerador pode ser expresso por

$$COP_R = \frac{\text{Efeito desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_L}{W_{liq,\,ent}} \qquad \textbf{(6–7)}$$

Essa relação também pode ser expressa na forma de taxas com a substituição de Q_L por $\dot{Q}_L$ e de $W_{liq,\,ent}$ por $\dot{W}_{liq,\,ent}$.

O princípio de conservação da energia para um dispositivo cíclico exige que

$$W_{liq,\,ent} = Q_H - Q_L \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(6–8)}$$

Assim, a expressão para o COP torna-se

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad \textbf{(6–9)}$$

Observe que o valor de COP_R pode ser *maior que a unidade*. Ou seja, a quantidade de calor removida do espaço refrigerado pode ser maior que a entrada de trabalho. Isso se contrapõe à eficiência térmica, que nunca pode ser maior que 1. Na prática, um dos motivos para expressar a eficiência de um refrigerador por meio de um outro parâmetro – o coeficiente de performance – é a intenção de evitar a estranheza de se obter eficiências maiores que 1.

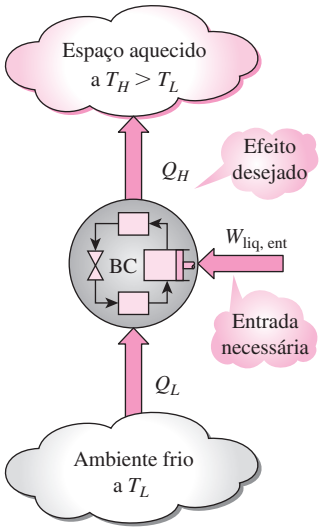


FIGURA 6–21 O objetivo de uma bomba de calor é fornecer calor Q_H a espaços aquecidos.

Bombas de calor

Outro dispositivo que transfere calor de um meio com temperatura baixa para outro com temperatura alta é a **bomba de calor**, mostrada esquematicamente na Fig. 6–21. Refrigeradores e bombas de calor funcionam com um mesmo ciclo, porém, têm objetivos diferentes. O objetivo de um refrigerador é manter o espaço refrigerado a uma temperatura baixa, removendo o calor desse espaço. Descarregar calor em um meio à temperatura mais alta é simplesmente uma parte necessária da operação, e não uma finalidade. O objetivo de uma bomba de calor, entretanto, é manter o espaço aquecido a uma temperatura alta. Para isso, a bomba de calor remove calor de uma fonte a baixa temperatura – como, por exemplo, águas subterrâneas ou o ar frio durante o inverno – e fornece calor a um meio a alta temperatura – como, por exemplo, uma casa (Fig. 6–22).

Um refrigerador comum colocado na janela de uma casa com a porta aberta para o ar frio exterior, durante o inverno, funcionará como uma bomba de calor, pois ele tentará esfriar o lado de fora, removendo calor do espaço externo e descarregando-o dentro da casa, por meio da serpentina traseira (condensador) (Fig. 6–23).

A medição de desempenho de uma bomba de calor também é expressa pelo **coeficiente de performance** COP_{BC}, definido por

$$COP_{BC} = \frac{\text{Efeito desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_H}{W_{liq,\,ent}} \qquad \textbf{(6–10)}$$

o qual também pode ser expresso por

$$COP_{BC} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \qquad \textbf{(6–11)}$$

Uma comparação entre as Eqs. 6–7 e 6–10 revela que

$$COP_{BC} = COP_R + 1 \qquad \textbf{(6–12)}$$

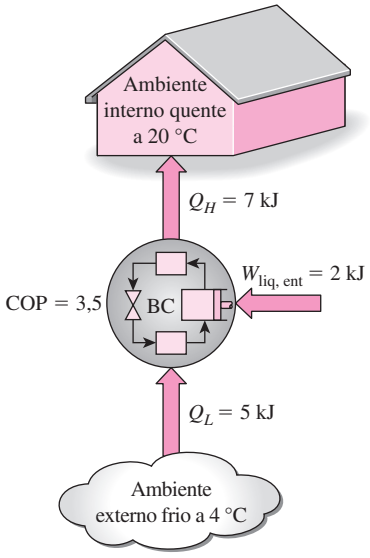


FIGURA 6–22 O trabalho fornecido a uma bomba de calor é utilizado para extrair energia de ambientes externos frios e transferi-la para ambientes internos quentes.

para valores fixos de Q_L e Q_H. Essa relação indica que o coeficiente de performance de uma bomba de calor é sempre maior que 1, pois COP_R é uma quantidade positiva. Ou seja, a bomba de calor funcionará, na pior das hipóteses, como um aquecedor à resistência elétrica, fornecendo tanta energia para a casa quanto a bomba de calor consome. Na realidade, porém, parte de Q_H é perdida para o ar do lado externo através da tubulação e de outros dispositivos, e o COP_{BC} poderá ficar abaixo de 1 quando a temperatura do ar externo for muito baixa. Quando isto acontece, os sistemas reais geralmente mudam para o modo de aquecimento à resistência. Atualmente, a maioria das bombas de calor em operação tem um COP médio sazonal entre 2 e 3.

A maioria das bombas de calor existentes utiliza o ar frio externo como fonte de calor durante o inverno, e são chamadas de *bombas de calor de fonte no ar.* O COP dessas bombas de calor é de aproximadamente 3,0 nas condições de projeto. As bombas de calor de fonte no ar não são apropriadas para climas frios, pois sua eficiência é consideravelmente reduzida quando as temperaturas situam-se abaixo do ponto de congelamento da água. Nesses casos, é possível utilizar as bombas de calor geotérmicas (também denominadas "fonte no solo"), que utilizam o solo como fonte de calor. As bombas de calor geotérmicas exigem tubulações enterradas no solo, a uma profundidade de 1 a 2 metros. A instalação dessas bombas de calor é mais cara, mas elas são mais eficientes (até 45% mais eficientes que as bombas de aquecimento de fonte no ar). O COP das bombas de calor de fonte no solo pode chegar até 6 no modo de refrigeração.

Aparelhos de **condicionamento de ar** (ou aparelhos de ar-condicionado) são basicamente refrigeradores cujo espaço refrigerado é uma sala ou um edifício, em vez de compartimentos para armazenar alimentos. Um desses aparelhos típicos resfria uma sala removendo o calor do ar ambiente e descarregando-o no lado de fora. O mesmo aparelho de condicionamento de ar pode ser utilizado, no inverno, como uma bomba de calor. Basta instalá-lo pela parte de trás, conforme mostrado na Fig. 6–23. Dessa forma, a unidade remove calor do espaço externo frio e descarrega-o na sala. Sistemas de condicionamento de ar equipados com controles apropriados e uma válvula inversora funcionam como condicionadores de ar no verão e, no inverno, como bombas de calor.

FIGURA 6–23 Quando instalado ao contrário, o aparelho de condicionamento de ar funciona como uma bomba de calor. *BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.*

Desempenho de refrigeradores, condicionadores de ar e bombas de calor

O desempenho dos condicionadores de ar e bombas de calor são frequentemente expressos pela **razão da eficiência energética** (REE) ou pela **razão da eficiência energética sazonal** (REES). REES é a razão da quantidade total do calor removido por um condicionador de ar ou bomba de calor durante um resfriamento sazonal normal (em Btu) e a quantidade total de eletricidade consumida (em Watt-horas, Wh), e ele representa a medição do desempenho sazonal do equipamento de resfriamento. Já REE é uma medida da eficiência energética instantânea, e é definida como a relação entre a taxa de remoção de calor a partir do espaço refrigerado pelo equipamento de refrigeração pela taxa de consumo de eletricidade em funcionamento constante. Portanto, tanto REE quanto REES têm como unidade o Btu/Wh. Considerando que 1 kWh = 3.412 Btu e assim, 1 Wh = 3,412 Btu, um dispositivo que remove 1kWh de calor do espaço refrigerado para cada kWh de eletricidade consumida por ele (COP = 1) tem um REE de 3,412. Portanto, a relação entre REE (ou REES) e COP é

$$REE \equiv 3{,}412\ COP_R$$

Para promover o uso eficiente da energia, os governos em todo o mundo estabeleceram padrões mínimos para o desempenho do consumo de energia dos equipamentos. A maioria dos condicionadores de ar ou bombas de calor encontrados no mercado têm REES de valores entre 13 a 21, que correspondem aos valores de COP de 3,8 a 6,2. O melhor desempenho é alcançado usando dispositivos que têm unidades com velocidade variável (também chamados de inversores). A variação da velocidade de compressores e ventiladores permitem a unidade operar com a máxima eficiência para as necessidades do aquecimento/resfriamento e condições do tempo, conforme determinado por um microprocessador. No modo ar-condicionado, por exemplo, esses dispositivos operam em velocidades mais altas nos dias quentes e em velocidades mais baixas em dias mais frescos, aumentando a eficiência e conforto.

O REE ou COP de um refrigerador diminui com a diminuição da temperatura de refrigeração. Portanto, não é econômico refrigerar a uma temperatura menor do que a necessária. Os COPs dos frigoríficos estão na faixa de 2,6-3,0 para salas de corte e preparação; 2,3-2,6 para carne, charcutaria, laticínios, e derivados; 1,2-1,5 para alimentos congelados e 1,0-1,2 para as unidades de sorvete. Observe que o COP do congelador é cerca da metade do COP do frigorífico para carne, e por isso esfriar a carne em um congelador custa o dobro do que congelá-la em um frigorífico cujo ar está frio o suficiente para tornar os alimentos congelados. É uma boa prática de conservação de energia usar sistemas de refrigeração separados para atender diferentes necessidades de refrigeração.

EXEMPLO 6–3 Rejeição de calor por um refrigerador

O compartimento de alimentos de um refrigerador, mostrado na Fig. 6–24, é mantido a 4 °C por meio da remoção de calor a uma taxa de 360 kJ/min. Se a energia necessária for fornecida ao refrigerador a uma taxa de 2 kW, determine (*a*) o coeficiente de performance do refrigerador e (*b*) a taxa com a qual o calor é rejeitado na sala em que está instalado o refrigerador.

SOLUÇÃO O consumo de potência do refrigerador é fornecido. O COP e a taxa de rejeição de calor devem ser determinados.

Hipótese As condições de operação são estáveis (regime permanente).

Análise (*a*) O coeficiente de performance do refrigerador é

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{liq, ent}}} = \frac{360\ \text{kJ/min}}{2\ \text{kW}}\left(\frac{1\ \text{kW}}{60\ \text{kJ/min}}\right) = \mathbf{3}$$

Ou seja, 3 kJ de calor são removidos do espaço refrigerado para cada kJ de trabalho fornecido.

(*b*) A taxa com que o calor é rejeitado na sala em que está instalado o refrigerador é determinada pelo princípio de conservação da energia para dispositivos cíclicos,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{liq, ent}} = 360\ \text{kJ/min} + (2\ \text{kW})\left(\frac{60\ \text{kJ/min}}{1\ \text{kW}}\right) = \mathbf{480\ kJ/min}$$

Discussão Observe que tanto a energia removida do espaço refrigerado sob a forma de calor e a energia fornecida ao refrigerador como trabalho elétrico são, no fim das contas, transferidas para o ar ambiente, tornando-se parte da energia interna do ar. Isso demonstra que a energia pode ser transformada de uma forma para outra e também pode ser movida de um lugar para outro, mas jamais será destruída durante um processo.

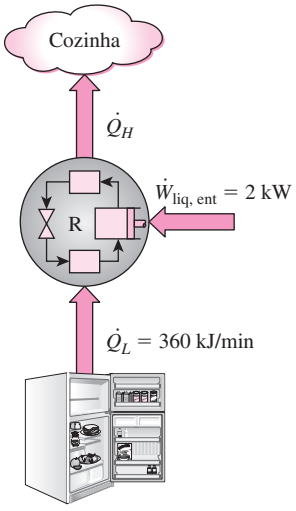


FIGURA 6–24 Esquema para o Exemplo 6–3.

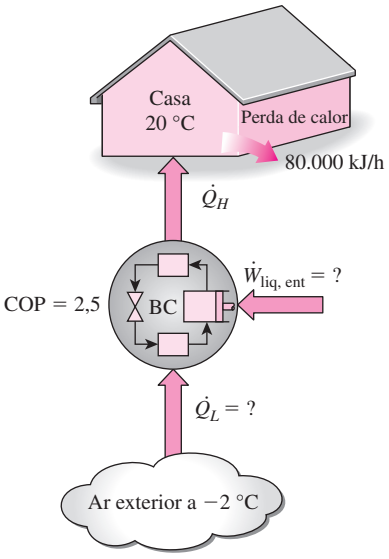


FIGURA 6–25 Esquema para o Exemplo 6–4.

EXEMPLO 6–4 Aquecimento de uma casa com uma bomba de calor

Uma bomba de calor é utilizada para atender às necessidades de aquecimento de uma casa, mantendo-a a 20 °C. Nos dias em que a temperatura externa cai para −2 °C, estima-se uma perda de calor da casa a uma taxa de 80.000 kJ/h. Considerando que a bomba de calor nessas condições tem um COP de 2,5, determine (*a*) a potência consumida pela bomba de calor e (*b*) a taxa com que o calor é removido do ar frio externo.

SOLUÇÃO O COP da bomba de calor é fornecido. A potência consumida e a taxa de remoção de calor devem ser determinadas.

Hipótese As condições de operação são estáveis (regime permanente).

Análise (*a*) O consumo de potência (ver Fig. 6–25) por essa bomba de calor é determinado a partir da definição do coeficiente de performance

$$\dot{W}_{\text{liq, ent}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{BC}}} = \frac{80.000 \text{ kJ/h}}{2,5} = \mathbf{32.000 \text{ kJ/h}} \text{ (ou 8,9 kW)}$$

(*b*) A casa está perdendo calor a uma taxa de 80.000 kJ/h. Se a casa for mantida a uma temperatura constante de 20 °C, a bomba de calor deverá entregar calor à casa na mesma taxa, isto é, a uma taxa de 80.000 kJ/h. Então, a taxa de transferência de calor do ambiente externo se torna

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{\text{liq, ent}} = (80.000 - 32.000) \text{ kJ/h} = \mathbf{48.000 \text{ kJ/h}}$$

Discussão Observe que 48.000 dos 80.000 kJ/h de calor entregues à casa são, na realidade, extraídos do ar frio externo. Portanto, estamos pagando somente por 32.000 kJ/h da energia que é fornecida como trabalho elétrico à bomba de calor. Se, em vez disso, utilizássemos um aquecedor elétrico, precisaríamos fornecer todos os 80.000 kJ/h como energia elétrica para o aquecedor à resistência. Isso significaria um gasto com calefação 2,5 vezes maior. A isso se deve a popularidade das bombas de calor como sistemas de aquecimento, bem como o motivo pelo qual elas são preferidas aos aquecedores elétricos simples, mesmo a um custo inicial consideravelmente mais alto.

A segunda lei da termodinâmica: enunciado de Clausius

Há dois enunciados clássicos da segunda lei da termodinâmica – o enunciado de Kelvin-Planck, que está relacionado às máquinas térmicas e foi discutido na seção anterior, e o enunciado de Clausius, que está relacionado a refrigeradores e a bombas de calor. O enunciado de Clausius é expresso da seguinte forma:

> **É impossível construir um dispositivo que funcione em um ciclo e não produza qualquer outro efeito que não seja a transferência de calor de um corpo com temperatura mais baixa para um corpo com temperatura mais alta.**

É de conhecimento comum que o calor, por conta própria, não se transfere de um meio frio para um meio mais quente. O enunciado de Clausius não sugere a impossibilidade de construção de um dispositivo cíclico que transfira calor de um meio frio para um meio mais quente. Na verdade, é exatamente isso o que faz um refrigerador doméstico convencional. O enunciado simplesmente estabelece que o refrigerador não pode funcionar, a menos que seu compressor seja acionado por uma fonte externa de energia, como, por exemplo, um motor elétrico (Fig. 6–26). Dessa forma, o efeito líquido no ambiente envolve o consumo de alguma energia

na forma de trabalho, além de transferir calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente. Ou seja, ele modifica o ambiente. Portanto, um refrigerador doméstico está em total conformidade com o enunciado de Clausius da segunda lei da termodinâmica.

Ambos os enunciados da segunda lei (Kelvil-Planck e Clausius), são enunciados negativos, e um enunciado negativo não pode ser provado. Como qualquer outra lei da física, a segunda lei da termodinâmica está baseada em observações experimentais. Até hoje, nenhum experimento realizado contrariou a segunda lei, e isso deve ser considerado como prova suficiente de sua validade.

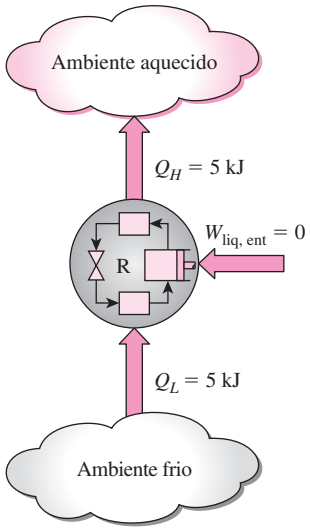
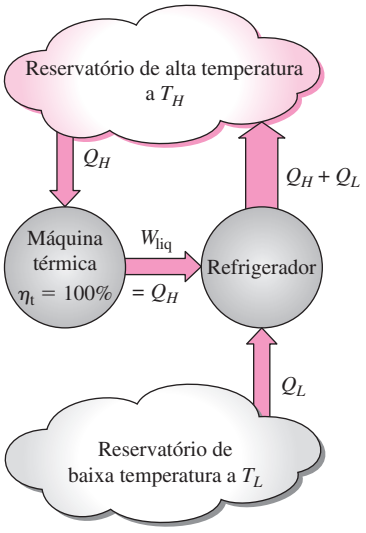


FIGURA 6–26 Um refrigerador que viola o enunciado de Clausius da segunda lei da termodinâmica.

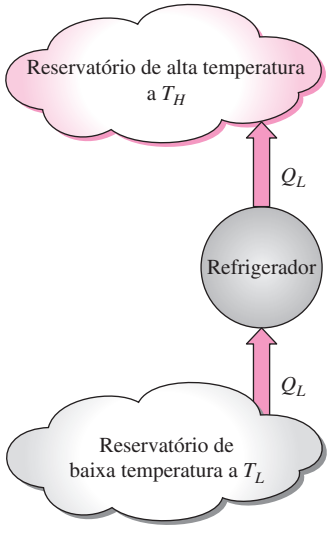
Equivalência dos dois enunciados

Os enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius são equivalentes em suas consequências, e qualquer um desses enunciados pode ser utilizado como expressão da segunda lei da termodinâmica. Todo dispositivo que violar o enunciado de Kelvin-Planck também violará o enunciado de Clausius, e vice-versa. Isso pode ser demonstrado da seguinte maneira:

Seja a combinação refrigerador-máquina térmica mostrada na Fig. 6–27*a*, operando entre os mesmos dois reservatórios. Admite-se que a máquina térmica tenha, contrariando o enunciado de Kelvin-Planck, uma eficiência térmica de 100%, e portanto converterá todo o calor recebido Q_H em trabalho W. Esse trabalho é então fornecido a um refrigerador, que remove uma quantidade de calor Q_L do reservatório a baixa temperatura e rejeita uma quantidade de calor $Q_L + Q_H$ para o reservatório a alta temperatura. Durante esse processo, o reservatório a alta temperatura recebe uma quantidade líquida de calor Q_L (a diferença entre $Q_L + Q_H$ e Q_H). Desse modo, a combinação desses dois dispositivos pode ser vista como um refrigerador, conforme mostrado na Fig. 6–27*b*, que transfere uma quantidade Q_L de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente, sem qualquer interação



(*a*) Um refrigerador que é alimentado por uma máquina térmica 100% eficiente



(*b*) O refrigerador equivalente

FIGURA 6–27 Prova de que a violação do enunciado de Kelvin-Planck leva à violação do enunciado de Clausius.

com o meio externo. Essa é claramente uma violação do enunciado de Clausius. Assim, a violação do enunciado de Kelvin-Planck resulta na violação do enunciado de Clausius.

Pode-se também demonstrar, de maneira semelhante, que a violação do enunciado de Clausius leva à violação do enunciado de Kelvin-Planck. Portanto, os enunciados de Clausius e de Kelvin-Planck são ambos expressões equivalentes da segunda lei da termodinâmica.

6–5 MOTO-CONTÍNUO

Temos repetidamente afirmado que um processo não pode ocorrer sem que atenda à primeira e à segunda leis da termodinâmica. Qualquer dispositivo que infrinja qualquer uma dessas leis é denominado **moto-contínuo** e, independentemente das muitas tentativas, não há registro histórico de que alguma máquina dessa natureza tenha funcionado. Entretanto, isso não impediu os inventores de tentarem criá-las.

Um dispositivo que viola a primeira lei da termodinâmica (por meio da *criação* de energia) é denominado **moto-contínuo da primeira espécie** (PMM1*) e o dispositivo que viola a segunda lei da termodinâmica é chamado de **moto-contínuo da segunda espécie** (PMM2).

Considere a usina de potência a vapor mostrada na Fig. 6–28. A proposta é aquecer o vapor de água utilizando aquecedores à resistência instalados dentro da caldeira, em vez de utilizar como fonte de energia combustíveis fósseis ou nucleares. Parte da eletricidade gerada pela usina deve ser utilizada para acionar os resistores e também a bomba. O restante da energia elétrica será fornecido à rede elétrica, como resultado líquido do trabalho. O inventor afirma que, depois de iniciado o sistema, essa usina de energia produzirá eletricidade indefinidamente, sem exigir nenhuma entrada de energia do meio externo.

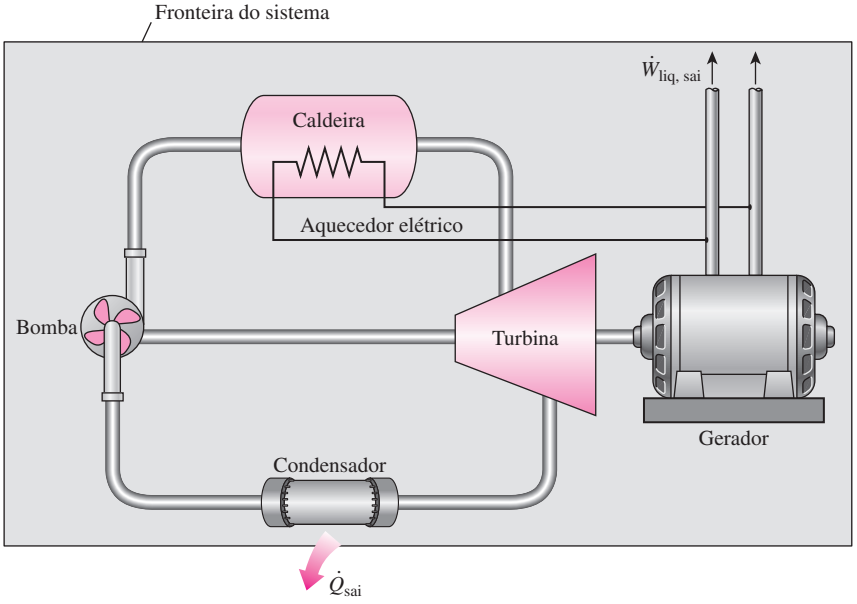


FIGURA 6–28 Moto-contínuo que viola a primeira lei da termodinâmica (PMM1).

* N. de R.T.: PMM1, do inglês *perpetual-motion machine of the first kind* e PMM2, *perpetual-motion machine of the second kind*.

Bem, aqui está uma invenção que poderia resolver o problema mundial de energia – se funcionasse, é claro. Uma análise cuidadosa dessa invenção revela que o sistema delimitado pela área sombreada está continuamente fornecendo energia para o meio externo, a uma taxa de $\dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{liq, sai}}$, sem receber nenhuma energia. Ou seja, esse sistema está criando energia a uma taxa de $\dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{liq, sai}}$, o que é claramente uma violação da primeira lei da termodinâmica. Portanto, o maravilhoso dispositivo nada mais é do que um PMM1 e não merece nenhuma consideração adicional.

Analisemos agora outra ideia inovadora do mesmo inventor. Convencido de que a energia não pode ser criada, o inventor sugere uma modificação, que aumentará substancialmente a eficiência térmica da usina de energia sem violar a primeira lei da termodinâmica. Ciente de que mais da metade do calor transferido para o vapor na fornalha é descartado no condensador para o ambiente, o inventor sugere livrar-se desse componente supérfluo e enviar o vapor de água para a bomba assim que o mesmo deixar a turbina, conforme mostrado na Fig. 6–29. Dessa forma, todo o calor transferido para o vapor na caldeira será convertido em trabalho e, assim, a usina de potência terá uma eficiência teórica de 100%. O inventor percebe que é inevitável a ocorrência de alguma perda de calor e atrito entre os componentes móveis, e que esses efeitos comprometerão, de alguma forma, a eficiência. Mesmo assim ele espera que a eficiência seja de no mínimo 80% (contrapondo-se aos 40% da maioria das atuais usinas) para um sistema cuidadosamente projetado.

Bem, a possibilidade de duplicar a eficiência certamente seria muito tentadora para os gerentes de usinas e, se não forem profissionais adequadamente treinados, provavelmente darão uma chance a essa ideia, pois intuitivamente não verão nada de errado com ela. Um estudante de termodinâmica, porém, imediatamente classificaria esse dispositivo como um PMM2, pois ele trabalha em um ciclo e produz uma quantidade líquida de trabalho enquanto troca calor apenas com um único reservatório (a caldeira). Isso satisfaz a primeira lei da termodinâmica, mas viola a segunda lei da termodinâmica e, consequentemente, não funcionará.

Inúmeros motos-contínuos foram propostos ao longo da história até os dias de hoje. Alguns proponentes chegaram a patentear suas invenções, apenas para descobrir que o que eles realmente tinham em mãos não passava de um pedaço de papel sem valor.

Alguns inventores de motos-contínuos tiveram muito sucesso para angariar recursos financeiros. Por exemplo, um carpinteiro da Filadélfia, chamado J. W. Kelly, reuniu investidores e coletou milhões de dólares, entre 1874 e 1898, para seu *motor a vácuo pulsante hidropneumático*, o qual supostamente poderia

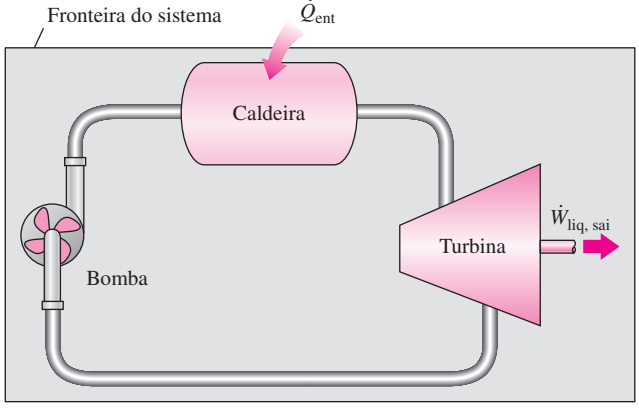


FIGURA 6–29 Moto-contínuo que viola a segunda lei da termodinâmica (PMM2).

conduzir um trem por 4.830 quilômetros com 1 litro de água. É claro que isso nunca aconteceu. Após sua morte em 1898, os investigadores descobriram que a máquina de demonstração era acionada por um motor oculto. Recentemente, um grupo de investidores foi chamado a investir 2,5 milhões de dólares em um misterioso *aumentador de energia*, capaz de multiplicar qualquer tipo de energia, mas os advogados desses investidores solicitaram primeiro a opinião de um especialista. Confrontado por cientistas, o "inventor" saiu de cena sem nem mesmo tentar demonstrar seu protótipo.

Cansado de receber solicitações de patente para motos-contínuos, o Escritório de Patentes dos Estados Unidos decretou, em 1918, que não analisaria mais nenhuma solicitação relacionada a motos-contínuos. Entretanto, várias dessas solicitações de patentes ainda foram registradas e algumas não foram detectadas. Alguns inventores, cujas solicitações de patente foram recusadas, tomaram providências judiciais. Por exemplo, em 1982, o escritório de patentes dos Estados Unidos descartou como mais um mero moto-contínuo um poderoso dispositivo que envolvia várias centenas de quilos de ímãs rotativos e quilômetros de fios de cobre, o qual supostamente geraria mais eletricidade do que a consumida de um conjunto de baterias. Todavia, o inventor contestou a decisão e, em 1985, autoridades finalmente testaram a máquina apenas para certificar-se de que ela funcionava à bateria. Isso, porém, não convenceu o inventor de que sua máquina não funcionaria.

Os proponentes de motos-contínuos geralmente têm mentes inovadoras, mas normalmente lhes falta treinamento formal em engenharia, o que é lamentável. Ninguém está imune à possibilidade de ser enganado por um moto-contínuo "inovador". Mas, como diz o ditado, se algo parecer muito bom para ser verdade, então provavelmente será isso mesmo.

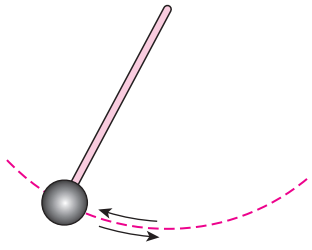
6–6 PROCESSOS REVERSÍVEIS E IRREVERSÍVEIS

A segunda lei da termodinâmica estabelece que nenhuma máquina térmica pode ter uma eficiência de 100%. Daí, alguém pode perguntar: qual é a maior eficiência que uma máquina térmica pode ter? Antes de responder a essa pergunta, precisamos primeiro definir um processo ideal, denominado *processo reversível*.

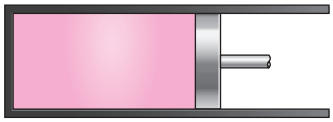
Os processos discutidos no início deste capítulo ocorreram em uma determinada direção. Depois de executados, tais processos não podem ser revertidos espontaneamente, restaurando o sistema ao seu estado inicial. Por esse motivo, são classificados como *processos irreversíveis*. Depois que uma xícara de café quente esfria, ela não se reaquece, recuperando do ambiente o calor perdido. Se isso fosse possível, o ambiente, assim como o sistema (café), seria restaurado à sua condição original, e esse seria um processo reversível.

Um **processo reversível** é definido como um *processo que pode ser revertido sem deixar qualquer vestígio no ambiente* (Fig. 6–30). Ou seja, o sistema *e* o ambiente retornam a seus estados iniciais no final do processo inverso. Isso somente será possível se a troca líquida de calor *e* a realização de trabalho entre o sistema e o ambiente for zero para o processo combinado (original e inverso). Os processos que não são reversíveis são denominados **processos irreversíveis**.

É preciso ressaltar que um sistema pode ser restaurado ao seu estado inicial depois de um processo, independentemente de o processo ser ou não reversível. Mas, no caso de processos reversíveis, essa restauração é feita sem deixar nenhuma variação líquida na vizinhança, ao passo que, no caso dos processos irreversíveis, a vizinhança geralmente exerce algum trabalho sobre o sistema e, portanto, não volta ao seu estado original.



(*a*) Um pêndulo sem atrito



(*b*) Processo de expansão/compressão de um gás em quase-equilíbrio

FIGURA 6–30 Dois familiares processos reversíveis.

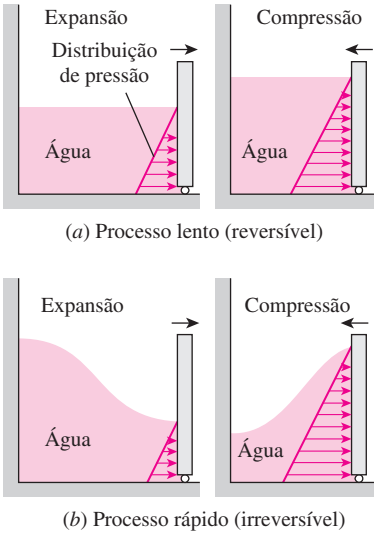
Processos reversíveis, na verdade, não ocorrem na natureza. Eles são meras *idealizações* dos processos reais. Processos reversíveis podem ser aproximados por dispositivos reais, mas nunca podem ser realizados. Isto é, todos os processos que ocorrem na natureza são irreversíveis. Você deve estar imaginando, então, *por que* nos preocupamos com esses processos fictícios? Há duas razões. Primeiro, eles são fáceis de analisar, pois um sistema passa por uma série de estados de equilíbrio durante um processo reversível; segundo, servem como modelos idealizados aos quais se podem comparar processos reais.

Na vida diária, os conceitos de Sr. Perfeito e de Sra. Perfeita também são idealizações, exatamente como o conceito de um processo reversível (perfeito). As pessoas que insistem em encontrar o Sr. Perfeito ou a Sra. Perfeita para formar uma família tendem a permanecer Sr. Solteiro ou Sra. Solteira pelo resto de suas vidas. A possibilidade de encontrar um par perfeito não é maior que a possibilidade de encontrar um processo perfeito (reversível). Da mesma forma, uma pessoa que insiste em perfeição nas amizades tende a não ter nenhum amigo.

Engenheiros estão interessados em processos reversíveis porque dispositivos produtores de trabalho, como motores de carro e turbinas a gás ou a vapor, *produzem o máximo de trabalho*, ao passo que dispositivos consumidores de trabalho, como compressores, ventiladores e bombas, *consomem o mínimo de trabalho* quando são usados processos reversíveis em vez de irreversíveis (Fig. 6–31).

Os processos reversíveis podem ser vistos como *limites teóricos* dos processos irreversíveis correspondentes. Alguns processos são mais irreversíveis que outros. Podemos nunca conseguir ter um processo reversível, mas certamente podemos tentar. Quanto mais próximos estivermos de um processo reversível, maior será o trabalho obtido por um dispositivo produtor de trabalho ou menor será o trabalho necessário a um dispositivo consumidor de trabalho.

O conceito de processo reversível leva à definição da **eficiência de segunda lei da termodinâmica** para processos reais, que é o grau de proximidade em relação aos processos reversíveis correspondentes. Isso nos permite comparar o desempenho de diferentes dispositivos destinados à mesma tarefa com base em suas eficiências. Quanto melhor o projeto, menores serão as irreversibilidades e mais alta será a eficiência de segunda lei.



(*a*) Processo lento (reversível)

(*b*) Processo rápido (irreversível)

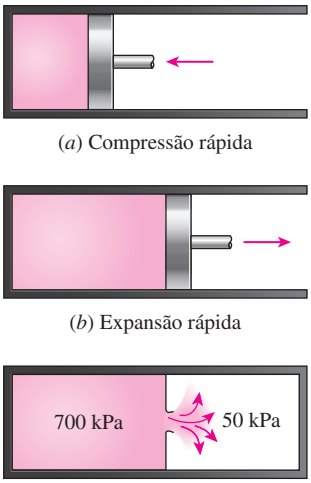
FIGURA 6–31 Os processos reversíveis fornecem o máximo e consomem o mínimo de trabalho.

Irreversibilidades

Os fatores que levam um processo a se tornar irreversível são chamados de **irreversibilidades**. Eles incluem o atrito, expansão não resistida, mistura de dois fluidos, transferência de calor com uma diferença de temperatura finita, resistência elétrica, deformação inelástica de sólidos e reações químicas. A existência de qualquer um desses efeitos leva a um processo irreversível. Processos reversíveis não envolvem nenhum desses fatores. Algumas das formas de irreversibilidade mais frequentes são resumidamente abordadas a seguir.

Atrito é uma forma comum de irreversibilidade associada a corpos em movimento. Quando há movimento relativo entre dois corpos em contato (como o pistão e o cilindro mostrados na Fig. 6–32), desenvolve-se na interface entre esses dois corpos uma força de atrito na direção contrária ao movimento, e é necessário algum trabalho para superar esta força de atrito. A energia fornecida na forma de trabalho é, finalmente, convertida em calor durante o processo e transferida para os corpos em contato, conforme fica evidenciado pela elevação da temperatura na interface. Quando a direção do movimento é invertida, os corpos voltam à posição original, mas a interface não resfria e o calor não é convertido em trabalho.

FIGURA 6–32 O atrito resulta em um processo irreversível.

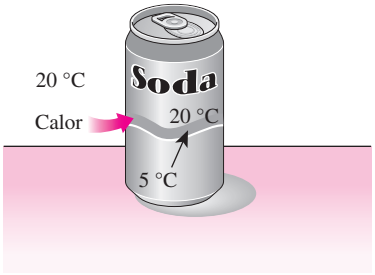


(*a*) Compressão rápida

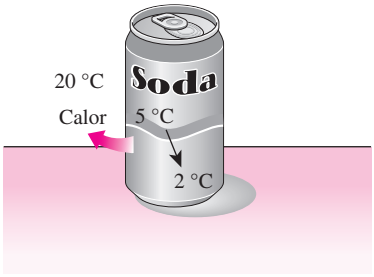
(*b*) Expansão rápida

(*c*) Expansão não resistida

FIGURA 6–33 Processos irreversíveis de compressão e expansão.



(*a*) Um processo irreversível de transferência de calor



(*b*) Um processo impossível de transferência de calor

FIGURA 6–34 (*a*) A transferência de calor através de uma diferença de temperatura é irreversível, e (*b*) o processo inverso é impossível.

Em vez disso, há mais conversão de trabalho em calor durante a superação das forças de atrito, que também se opõem ao movimento na direção inversa. Como o sistema (os corpos em movimento) e a vizinhança não podem voltar aos seus estados originais, esse processo é irreversível. Portanto, qualquer processo que envolva atrito é irreversível. Quanto maiores as forças de atrito, mais irreversível será o processo.

Atrito nem sempre significa dois corpos sólidos em contato. Ele também acontece entre um fluido e um sólido e até entre camadas de um fluido que se movimentem em diferentes velocidades. Uma parte considerável da potência produzida pelo motor de um carro é usada para superar o atrito (a força de arrasto) entre o ar e as superfícies externas do carro, para que depois se torne parte da energia interna do ar. Não é possível reverter esse processo e recuperar a potência perdida, ainda que isso não viole o princípio de conservação da energia.

Outro exemplo de irreversibilidade é a **expansão não resistida de um gás** separado de uma região evacuada por uma membrana, conforme mostrado na Fig. 6–33. Quando a membrana é rompida, o gás preenche todo o tanque. A única maneira de restaurar o sistema ao estado original é comprimi-lo até o volume inicial e, ao mesmo tempo, transferir calor do gás até atingir a temperatura inicial. A partir das considerações sobre conservação de energia, pode ser facilmente demonstrado que a quantidade de calor transferida do gás corresponde à quantidade de trabalho realizado sobre o gás pela vizinhança. Para restaurar a vizinhança ao estado original, seria necessário converter todo esse calor em trabalho, o que violaria a segunda lei da termodinâmica. Assim, a expansão não resistida de um gás é um processo irreversível.

Uma terceira forma conhecida de irreversibilidade é a **transferência de calor** com uma diferença de temperatura finita. Considere uma lata de refrigerante gelado em uma sala quente (Fig. 6–34). É transferido calor do ar da sala, que está mais quente, para o refrigerante, que está mais frio. A única maneira de reverter esse processo e trazer o refrigerante à temperatura original é por meio de refrigeração, o que exige algum fornecimento de trabalho. Ao final do processo inverso, o refrigerante terá voltado ao estado inicial, mas a vizinhança não. A energia interna da vizinhança aumentará, em magnitude, na quantidade igual de trabalho fornecido ao refrigerador. A restauração da vizinhança ao estado inicial só poderia ser feita pela conversão de todo esse excesso de energia interna em trabalho, o que é impossível fazer sem violar a segunda lei da termodinâmica. Visto que apenas o sistema pode ser restaurado à condição inicial, e não o sistema e a vizinhança, a transferência de calor com uma diferença de temperatura finita é um processo irreversível.

A transferência de calor somente pode ocorrer quando houver uma diferença de temperatura entre um sistema e sua vizinhança. Portanto, é fisicamente impossível existir um processo reversível de transferência de calor. Contudo, um processo de transferência de calor torna-se menos irreversível à medida que a diferença de temperatura entre os dois corpos se aproxima de zero. Nesse ponto, a transferência de calor com uma diferença de temperatura infinitesimal dT pode ser considerada reversível. Quando dT se aproxima de zero, o processo pode ter a direção invertida (pelo menos teoricamente) sem a necessidade de nenhuma refrigeração. Observe que a transferência de calor reversível é um processo conceitual e não pode ser reproduzido no mundo real.

Quanto menor a diferença de temperatura entre dois corpos, menor será a taxa de transferência de calor. Qualquer transferência significativa de calor com uma pequena diferença de temperatura exige uma área de superfície bem grande e muito tempo. Desse modo, ainda que seja desejável do ponto de vista termodinâmico,

a aproximação a uma transferência reversível de calor é impraticável e economicamente inviável.

Processos interna e externamente reversíveis

Um processo típico inclui interações entre um sistema e sua vizinhança, e um processo reversível sugere a inexistência de qualquer irreversibilidade relacionada a ambos.

Um processo é chamado de **internamente reversível** se não ocorrer nenhuma irreversibilidade internamente às fronteiras do sistema durante o processo. Durante um processo internamente reversível, um sistema passa por uma série de estados de equilíbrio e, quando o processo é revertido, o sistema passa exatamente pelos mesmos estados de equilíbrio enquanto retorna ao estado inicial. Isto é, os caminhos dos processos de ida e volta coincidem com um processo internamente reversível. O processo de quase-equilíbrio é um exemplo de processo internamente reversível.

Um processo é chamado de **externamente reversível** se não ocorrer nenhuma irreversibilidade fora das fronteiras do sistema durante o processo. A transferência de calor entre um reservatório e um sistema será um processo externamente reversível se a superfície externa do sistema estiver à temperatura do reservatório.

Um processo é chamado de **totalmente reversível**, ou simplesmente **reversível**, se não existir nenhuma irreversibilidade dentro do sistema ou na vizinhança (Fig. 6–35). Por um processo totalmente reversível entende-se aquele em que não há transferência de calor com uma diferença de temperatura finita, variações de não equilíbrio, atrito ou outros efeitos de dissipação.

Como exemplo, considere a transferência de calor para dois sistemas idênticos que estão passando por um processo de mudança de fase a uma pressão constante (e portanto a uma temperatura constante), conforme mostrado na Fig. 6–36. Os dois processos são internamente reversíveis, pois ambos acontecem de maneira isotérmica e passam exatamente pelos mesmos estados de equilíbrio. O primeiro processo mostrado também é externamente reversível, pois a transferência de calor durante este processo acontece com uma diferença de temperatura infinitesimal dT. O segundo processo, porém, é externamente irreversível, pois envolve transferência de calor com uma diferença de temperatura finita ΔT.

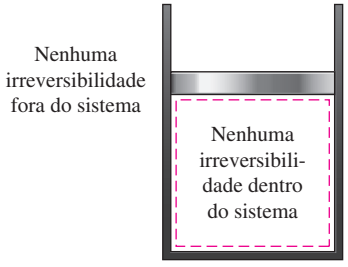
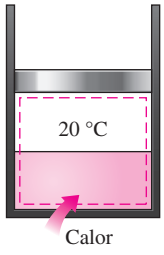
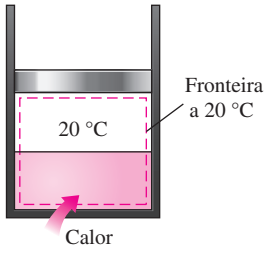


FIGURA 6–35 Um processo reversível não apresenta nenhuma irreversibilidade interna e externa.



(*a*) Totalmente reversível



(*b*) Internamente reversível

FIGURA 6–36 Processos de transferência de calor totalmente reversíveis e internamente reversíveis.

6–7 O CICLO DE CARNOT

Mencionamos anteriormente que as máquinas térmicas são dispositivos cíclicos e que o fluido de trabalho de uma máquina térmica volta ao seu estado inicial ao fim de cada ciclo. Durante uma parte do ciclo, o trabalho é realizado pelo fluido de trabalho e, durante outra parte, o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho. A diferença entre as duas partes é o trabalho líquido realizado pela máquina térmica. A eficiência de um ciclo de máquina térmica depende de como são executados os processos individuais que compõem o ciclo. O trabalho líquido e a eficiência do ciclo podem ser maximizados com o uso de processos que exijam o mínimo de trabalho e resultem no máximo de trabalho, ou seja, usando *processos reversíveis*. Portanto, não é surpresa que os ciclos mais eficientes sejam reversíveis, isto é, ciclos compostos inteiramente de processos reversíveis.

Ciclos reversíveis não podem ser realizados na prática porque as irreversibilidades associadas a cada processo não podem ser eliminadas. Entretanto, os ciclos

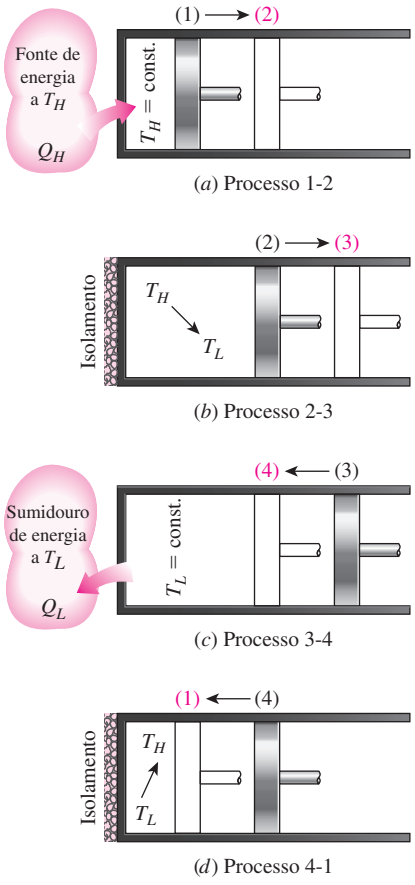


FIGURA 6–37 Execução do ciclo de Carnot em um sistema fechado.

reversíveis representam os limites superiores para o desempenho dos ciclos reais. Máquinas térmicas e refrigeradores que operam em ciclos reversíveis servem como modelo com os quais podem ser comparados os refrigeradores e máquinas térmicas reais. Os ciclos reversíveis também servem como ponto de partida para o desenvolvimento de ciclos reais e são modificados, conforme necessário, para atender a certas exigências.

Provavelmente, o ciclo reversível mais conhecido é o **ciclo de Carnot**, proposto em 1824 pelo engenheiro francês Sadi Carnot. A máquina térmica teórica que opera segundo o ciclo de Carnot é chamada de **máquina térmica de Carnot**. O ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis – dois isotérmicos e dois adiabáticos – e pode ser executado por um sistema fechado ou por um sistema com escoamento em regime permanente.

Considere um sistema fechado composto de um gás dentro de um arranjo pistão-cilindro adiabático, como mostrado na Fig. 6–37. O isolamento do cabeçote do cilindro é feito de tal maneira que o mesmo pode ser removido para colocar o cilindro em contato com diferentes reservatórios para efetuar transferência de calor. Os quatro processos reversíveis que formam o ciclo de Carnot são:

Expansão isotérmica reversível (processo 1-2, T_H = constante). Inicialmente (estado 1), a temperatura do gás é T_H e o cabeçote do cilindro está em contato íntimo com uma fonte à temperatura T_H. Deixa-se o gás expandir lentamente, realizando trabalho sobre a vizinhança. À medida que o gás se expande, a temperatura do gás tende a diminuir. Mas, assim que a temperatura cai de uma quantidade infinitesimal dT, calor é transferido do reservatório para o gás, elevando a temperatura do gás para T_H. Desse modo, a temperatura do gás é mantida constante a T_H. Como a diferença de temperatura entre o gás e o reservatório nunca excede um valor infinitesimal dT, o processo de transferência de calor é reversível. O processo continua até que o pistão atinja a posição 2, e o calor total transferido para esse gás durante esse processo será Q_H.

Expansão adiabática reversível (processo 2-3, a temperatura cai de T_H para T_L). No estado 2, o reservatório que estava em contato com o cabeçote do cilindro é removido e substituído por um isolamento, de maneira que o sistema se torna adiabático. O gás continua a se expandir lentamente, realizando trabalho sobre a vizinhança até que sua temperatura caia de T_H para T_L (estado 3). Como o pistão é sem atrito e o processo é de quase-equilíbrio, o processo é reversível e adiabático.

Compressão isotérmica reversível (processo 3-4, T_L = constante). No estado 3, o isolamento do cabeçote é removido e o cilindro é colocado em contato com um sumidouro à temperatura T_L. Agora o pistão é empurrado por uma força externa, realizando trabalho sobre o gás. Quando o gás é comprimido, sua temperatura tende a se elevar. Mas assim que se eleva de uma quantidade infinitesimal dT, calor é transferido do gás para o sumidouro, fazendo com que a temperatura do gás caia para T_L. Desse modo, a temperatura do gás permanece constante (T_L). Como a diferença de temperatura entre o gás e o sumidouro nunca excede um valor infinitesimal dT, o processo de transferência de calor é reversível. O processo continua até que o pistão atinja o estado 4, e o calor total rejeitado pelo gás durante esse processo será Q_L.

Compressão adiabática reversível (processo 4-1, a temperatura se eleva de T_L para T_H). O estado 4 é tal que, quando o reservatório a baixa temperatura é removido, o isolamento é recolocado no cabeçote do cilindro, o gás é comprimido de maneira reversível e volta ao seu estado inicial (estado 1). A temperatura sobe de T_L para T_H durante este processo de compressão adiabática reversível, que completa o ciclo.

O diagrama P-V do ciclo é mostrado na Fig. 6–38. Ao lembrar que em um diagrama P-V a área sob a curva do processo representa o trabalho de fronteira de processos de quase-equilíbrio (internamente reversíveis), vemos que a área sob a curva 1-2-3 é o trabalho realizado pelo gás durante a parte de expansão do ciclo e que a área sob a curva 3-4-1 é o trabalho realizado sobre o gás durante a parte de compressão do ciclo. A área compreendida pelas curvas do ciclo (área 1-2-3-4-1) é a diferença entre as duas áreas e representa o trabalho líquido realizado durante o ciclo.

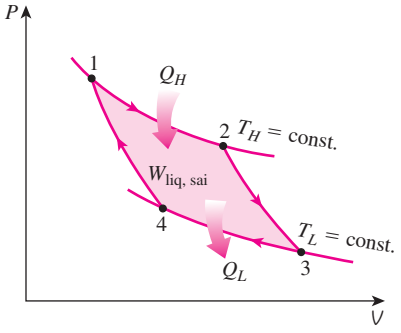


FIGURA 6–38 Diagrama P-V do ciclo de Carnot.

Observe que, se comprimíssemos o gás no estado 3 de maneira adiabática, em vez de isotérmica, em um esforço *para economizar* Q_L, terminaríamos por voltar ao estado 2, refazendo o caminho 3-2 do processo. Fazendo isso, economizaríamos Q_L, mas não conseguiríamos obter nenhum resultado líquido de trabalho dessa máquina. Isso ilustra mais uma vez a necessidade de uma máquina térmica trocar calor com pelo menos dois reservatórios a diferentes temperaturas para operar em um ciclo e produzir uma quantidade líquida de trabalho.

O ciclo de Carnot também pode ser executado em um sistema com escoamento em regime permanente. Isso será discutido em capítulos posteriores em conjunto com outros ciclos de potência.

Por ser um ciclo reversível, o ciclo de Carnot é o mais eficiente a operar entre dois limites de temperatura especificados. Ainda que esse ciclo não possa ser executado na realidade, a eficiência dos ciclos reais pode ser melhorada com a tentativa de fazê-los se aproximar o máximo possível do ciclo de Carnot.

O ciclo de Carnot inverso

O ciclo da máquina térmica de Carnot descrito nos parágrafos anteriores é um ciclo totalmente reversível. Portanto, todos os processos que o formam podem ser *invertidos*, e nesse caso ele se torna o **ciclo de Carnot de refrigeração**. Dessa vez, o ciclo permanece exatamente o mesmo, exceto pelas direções das interações de calor e trabalho, que são invertidas: uma quantidade de calor Q_L é removida do reservatório a baixa temperatura, uma quantidade de calor Q_H é rejeitada para um reservatório a alta temperatura e trabalho líquido $W_{\text{liq, ent}}$ é necessário para realizar o ciclo.

O diagrama P-V do ciclo de Carnot reverso é idêntico àquele para o ciclo de Carnot, exceto pelas direções dos processos, que são invertidas, conforme mostra a Fig. 6–39.

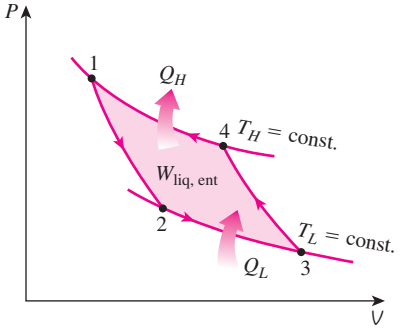


FIGURA 6–39 Diagrama P-V de um ciclo de Carnot reverso.

6–8 OS PRINCÍPIOS DE CARNOT

A segunda lei da termodinâmica impõe limites à operação dos dispositivos cíclicos, conforme expresso pelos enunciados de Kelvin-Planck e de Clausius. Uma máquina térmica não pode operar trocando calor com um único reservatório e um refrigerador não pode operar sem fornecimento líquido de energia de uma fonte externa.

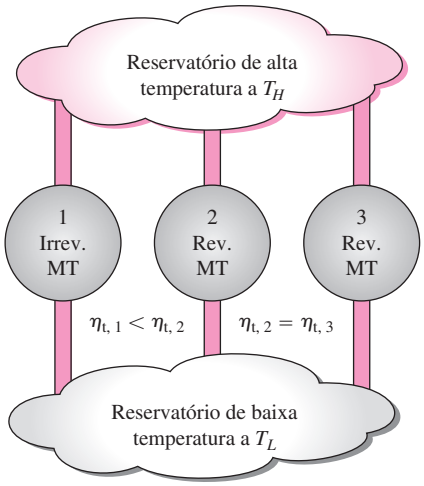


FIGURA 6–40 Os princípios de Carnot.

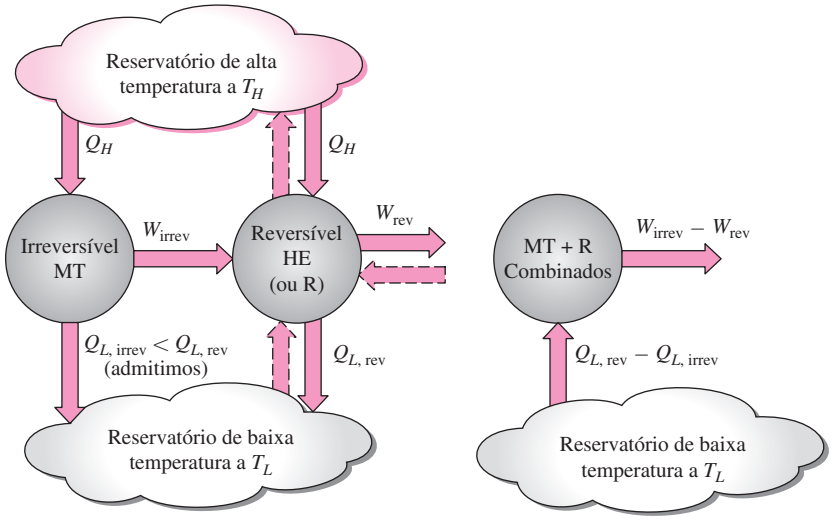
Podemos extrair conclusões valiosas desses enunciados. Duas conclusões referentes à eficiência térmica de máquinas térmicas reversíveis e irreversíveis (ou seja, reais) são conhecidas como os **princípios de Carnot** (Fig. 6–40) e expressas da seguinte maneira:

1. A eficiência de uma máquina térmica irreversível é sempre menor que a eficiência de uma reversível operando entre os mesmos dois reservatórios.
2. A eficiência de todas as máquinas térmicas reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios é a mesma.

Esses dois princípios podem ser comprovados pela demonstração de que a violação de qualquer um deles resulta na violação da segunda lei da termodinâmica. Para comprovar o primeiro princípio, considere duas máquinas térmicas operando entre os mesmos reservatórios, conforme mostra a Fig. 6–41. Uma máquina é reversível e a outra é irreversível. Cada máquina recebe a mesma quantidade de calor Q_H. A quantidade de trabalho produzida pela máquina térmica reversível é W_{rev} e a quantidade produzida pela irreversível é W_{irrev}.

Como violação do primeiro princípio de Carnot, consideremos que a máquina térmica irreversível seja mais eficiente que a reversível (ou seja, $\eta_{t,\,irrev} > \eta_{t,\,rev}$) e, portanto, produza mais trabalho que a reversível. Vamos, agora, inverter o funcionamento da máquina térmica reversível e fazer com que ela opere como um refrigerador. Sobre esse refrigerador será realizado trabalho W_{rev}, e ele rejeitará calor para o reservatório a alta temperatura. Como o refrigerador rejeita uma quantidade de calor Q_H para o reservatório a alta temperatura e a máquina térmica irreversível recebe a mesma quantidade de calor desse reservatório, a troca líquida de calor desse reservatório é zero. Assim, ele pode ser eliminado, fazendo com que o refrigerador rejeite Q_H diretamente na máquina térmica irreversível.

Agora, considerando o refrigerador e a máquina irreversível juntos, temos uma máquina que produz um trabalho líquido total de $W_{irrev} - W_{rev}$ enquanto troca



(*a*) Uma máquina térmica reversível e outra irreversível operando entre os mesmos dois reservatórios (o funcionamento da máquina térmica reversível é depois invertido para que funcione como um refrigerador)

(*b*) O sistema combinado equivalente

FIGURA 6–41 Prova do primeiro princípio de Carnot.

calor com um único reservatório – uma violação do enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica. Assim, nossa hipótese inicial de que $\eta_{t,\,irrev} > \eta_{t,\,rev}$ estava incorreta. Desse modo, concluímos que nenhuma máquina térmica pode ser mais eficiente que uma máquina térmica reversível operando entre os mesmos reservatórios.

O segundo princípio de Carnot também pode ser demonstrado de maneira similar. Desta vez, vamos substituir a máquina irreversível por outra reversível que seja mais eficiente e forneça mais trabalho que a primeira máquina reversível. Seguindo a mesma linha de raciocínio, teremos uma máquina que produz uma quantidade líquida de trabalho enquanto troca calor com um único reservatório, o que é uma violação da segunda lei da termodinâmica. Portanto, concluímos que nenhuma máquina térmica reversível pode ser mais eficiente que uma outra máquina térmica reversível operando entre os mesmos dois reservatórios, independentemente de como o ciclo é executado ou do tipo de fluido de trabalho utilizado.

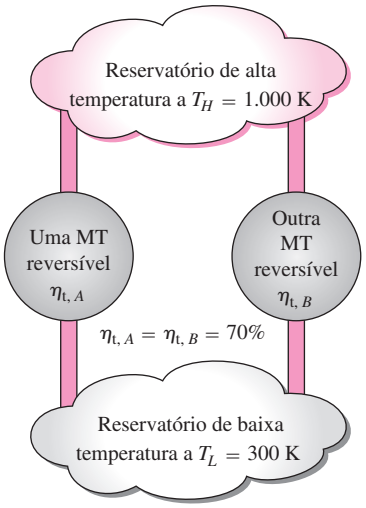

Reservatório de alta temperatura a $T_H = 1.000$ K
Uma MT reversível $\eta_{t,\,A}$
Outra MT reversível $\eta_{t,\,B}$
$\eta_{t,\,A} = \eta_{t,\,B} = 70\%$
Reservatório de baixa temperatura a $T_L = 300$ K

FIGURA 6–42 Todas as máquinas térmicas reversíveis, operando entre os mesmos dois reservatórios, têm a mesma eficiência (o segundo princípio de Carnot).

6–9 A ESCALA TERMODINÂMICA DE TEMPERATURA

Uma escala de temperatura que é independente das propriedades das substâncias usadas para medir a temperatura é chamada de **escala termodinâmica de temperatura**. Essa escala de temperatura oferece grande conveniência em cálculos termodinâmicos e sua derivação é mostrada a seguir, a partir de algumas máquinas térmicas reversíveis.

O segundo princípio de Carnot discutido na Seção 6–8 declara que todas as máquinas térmicas reversíveis têm a mesma eficiência térmica quando operam entre os mesmos dois reservatórios (Fig. 6–42). Ou seja, a eficiência de uma máquina reversível independe do fluido de trabalho empregado e suas respectivas propriedades, do modo como o ciclo é executado ou do tipo de máquina reversível utilizada. Como os reservatórios de energia são caracterizados por suas temperaturas, a eficiência térmica de máquinas térmicas reversíveis é uma função apenas das temperaturas dos reservatórios. Ou seja,

$$\eta_{t,\,rev} = g(T_H, T_L)$$

ou

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \qquad \textbf{(6–13)}$$

uma vez que $\eta_t = 1 - Q_L/Q_H$. Nessas relações, T_H e T_L são as temperaturas dos reservatórios térmicos a alta e baixa temperatura, respectivamente.

A forma funcional de $f(T_H, T_L)$ pode ser deduzida com a ajuda das três máquinas térmicas reversíveis mostradas na Fig. 6–43. As máquinas A e C recebem a mesma quantidade de calor Q_1 do reservatório a alta temperatura T_1. A máquina C rejeita Q_3 para o reservatório à baixa temperatura T_3. A máquina B recebe o calor Q_2 rejeitado pela máquina A à temperatura T_2 e rejeita uma quantidade de calor Q_3 para um reservatório à temperatura T_3.

As quantidades de calor rejeitadas pelas máquinas B e C devem ser as mesmas, visto que as máquinas A e B podem ser combinadas em uma máquina reversível que opera entre os mesmos reservatórios como máquina C e, assim, a máquina combinada terá a mesma eficiência da máquina C. Como o calor fornecido para a máquina C é o mesmo para as máquinas combinadas A e B, os dois sistemas devem rejeitar a mesma quantidade de calor.

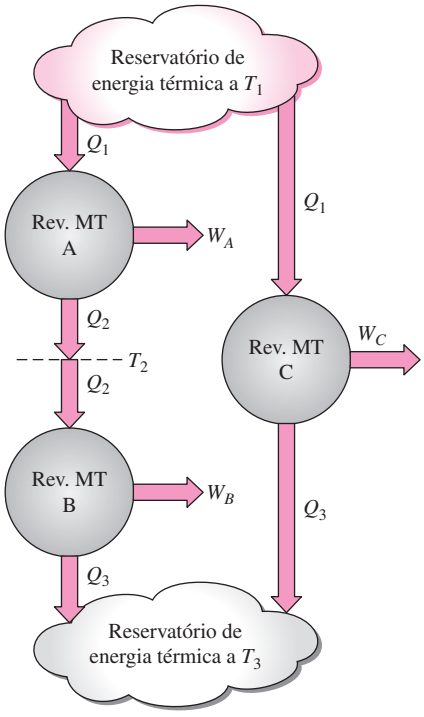


FIGURA 6–43 A combinação de máquinas térmicas usada para deduzir a escala termodinâmica de temperatura.

Aplicando a Eq. 6–13 às três máquinas separadamente, obtemos

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2), \quad \frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3), \quad \text{e} \quad \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3)$$

Agora, considere a identidade

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{Q_1}{Q_2}\frac{Q_2}{Q_3}$$

que corresponde a

$$f(T_1, T_3) = f(T_1, T_2) \cdot f(T_2, T_3)$$

Uma análise cuidadosa dessa equação revela que o lado esquerdo é uma função de T_1 e T_3 e, assim, o lado direito também deve ser uma função apenas de T_1 e T_3 e não de T_2. Ou seja, o valor do produto no lado direito da equação independe do valor de T_2. Essa condição será satisfeita somente se a função f tiver a seguinte forma:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)} \quad \text{e} \quad f(T_2, T_3) = \frac{\phi(T_2)}{\phi(T_3)}$$

de maneira que $\phi(T_2)$ será cancelado do produto entre $f(T_1, T_2)$ e $f(T_2, T_3)$, resultando

$$\frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_3)} \tag{6–14}$$

Essa relação é muito mais específica que a Eq. 6–13 para a forma funcional de Q_1/Q_3 em função de T_1 e T_3.

Para uma máquina térmica reversível operando entre dois reservatórios nas temperaturas T_H e T_L, a Eq. 6–14 pode ser escrita como

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{\phi(T_H)}{\phi(T_L)} \tag{6–15}$$

Essa é a única exigência da segunda lei da termodinâmica sobre a razão entre as quantidades de calor para e de máquinas térmicas reversíveis. Várias funções $\phi(T)$ satisfazem essa equação, e a escolha é totalmente arbitrária. Lord Kelvin foi o primeiro a propor, tomando $\phi(T) = T$ para definir uma escala termodinâmica de temperatura como (Fig. 6–44)

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L} \tag{6–16}$$

Essa escala de temperatura é chamada de **escala Kelvin** e as temperaturas nessa escala são chamadas de **temperaturas absolutas**. Na escala Kelvin, as razões entre temperaturas dependem das razões entre quantidades de calor trocadas entre uma máquina térmica reversível e reservatórios térmicos e são independentes das propriedades físicas de qualquer substância. Nessa escala, as temperaturas variam de zero a infinito.

A escala termodinâmica de temperatura não está completamente definida pela Eq. 6–16, pois ela nos fornece somente uma razão entre temperaturas absolutas. Precisamos também conhecer a magnitude de um kelvin. Na Conferência Internacional de Pesos e Medidas de 1954, o ponto triplo de água (o estado no qual todas as três

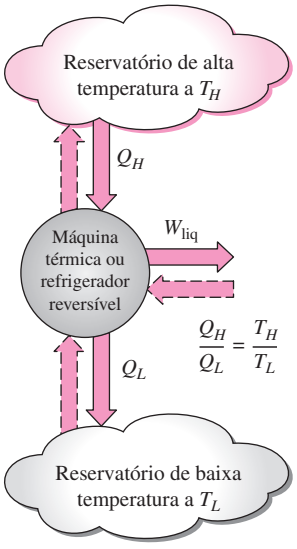


FIGURA 6–44 Em ciclos reversíveis, a razão entre as quantidades de calor Q_H/Q_L pode ser substituída pela razão entre as temperaturas absolutas T_H/T_L.

fases da água existem em equilíbrio) recebeu o valor de 273,16 K (Fig. 6–45). A *magnitude de um kelvin* é definida como 1/273,16 do intervalo de temperatura entre zero absoluto e a temperatura do ponto triplo da água. As magnitudes das unidades de temperatura das escalas Kelvin e Celsius são idênticas (1 K ≡ 1 °C). As temperaturas nessas duas escalas diferem em 273,15:

$$T(°C) = T(K) - 273{,}15 \tag{6–17}$$

Ainda que a escala termodinâmica de temperatura seja definida com a ajuda das máquinas térmicas reversíveis, não é possível nem prático operar esse tipo de máquina para determinar os valores numéricos na escala de temperatura absoluta. As temperaturas absolutas podem ser medidas precisamente por outros meios, como o termômetro de gás ideal a volume constante em conjunto com técnicas de extrapolação, conforme discutido no Cap. 1. A validade da Eq. 6–16 pode ser demonstrada a partir de considerações físicas para um ciclo reversível que use um gás ideal como fluido de trabalho.

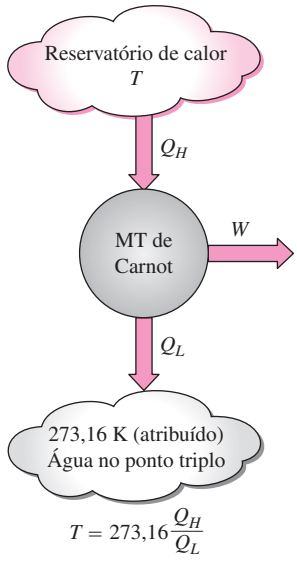


FIGURA 6–45 Esquema do experimento conceitual para determinar temperaturas termodinâmicas na escala Kelvin por meio da medição das quantidades de calor Q_H e Q_L.

6–10 A MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT

A máquina térmica hipotética que opera no ciclo reversível de Carnot é chamada de **máquina térmica de Carnot**. A eficiência térmica de qualquer máquina térmica, reversível ou irreversível, é dada pela Eq. 6–6 como

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

onde Q_H é calor transferido para a máquina térmica de um reservatório a alta temperatura T_H, e Q_L é calor rejeitado para um reservatório a baixa temperatura T_L. Nas máquinas térmicas reversíveis, a razão entre as quantidades de calor na expressão anterior pode ser substituída pela razão das temperaturas absolutas dos dois reservatórios, conforme apresentado na Eq. 6–16. Então, a eficiência de uma máquina de Carnot ou de qualquer máquina térmica reversível torna-se

$$\eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{6–18}$$

A expressão anterior é muitas vezes referida como a **eficiência de Carnot**, uma vez que a máquina térmica de Carnot é a máquina reversível mais conhecida. *Essa é a mais alta eficiência que uma máquina térmica pode apresentar operando entre dois reservatórios de energia térmica a temperaturas T_L e T_H* (Fig. 6–46). Todas as máquinas térmicas irreversíveis (ou seja, reais) que operam entre esses limites de temperatura (T_L e T_H) têm eficiência menor. Uma máquina térmica real não atinge esse valor máximo de eficiência teórica porque é impossível eliminar completamente todas as irreversibilidades relacionadas ao ciclo real.

Observe que T_L e T_H na Eq. 6–18 são *temperaturas absolutas*. O uso de °C ou °F para temperaturas nessa relação fornece resultados grosseiramente errados.

As eficiências térmicas de máquinas térmicas reais e reversíveis operando entre os mesmos limites de temperatura podem ser comparadas dessa maneira (Fig. 6–47):

$$\eta_t \begin{cases} < \eta_{t,rev} & \text{máquina térmica irreversível} \\ = \eta_{t,rev} & \text{máquina térmica reversível} \\ > \eta_{t,rev} & \text{máquina térmica impossível} \end{cases} \tag{6–19}$$

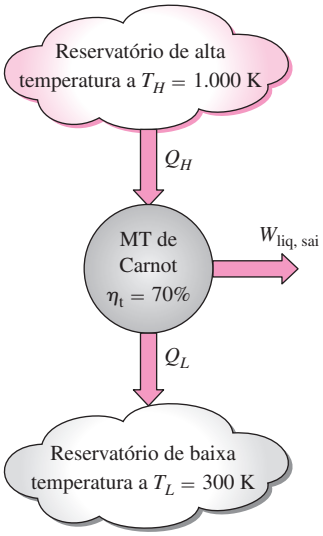


FIGURA 6–46 A máquina térmica de Carnot é a mais eficiente de todas as máquinas térmicas que operam entre os mesmos reservatórios a alta e baixa temperaturas.

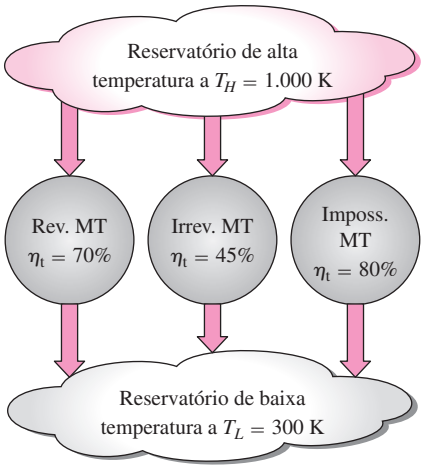

Reservatório de alta temperatura a $T_H = 1.000$ K
Rev. MT $\eta_t = 70\%$
Irrev. MT $\eta_t = 45\%$
Imposs. MT $\eta_t = 80\%$
Reservatório de baixa temperatura a $T_L = 300$ K

FIGURA 6–47 Nenhuma máquina térmica pode ter uma eficiência maior que uma máquina térmica reversível operando entre os mesmos reservatórios a alta e baixa temperaturas.

A maioria das máquinas térmicas em operação hoje tem eficiência abaixo de 40%, o que parece pouco em relação a 100%. Entretanto, quando o desempenho das máquinas térmicas reais é avaliado, a eficiência não deve ser comparada a 100%; em vez disso, deve ser comparada à eficiência de uma máquina térmica reversível que operaria entre os mesmos limites de temperatura, porque esse é o verdadeiro limite teórico superior da eficiência, e não 100%.

A eficiência máxima de uma usina de potência a vapor operando entre $T_H = 1.000$ K e $T_L = 300$ K é de 70%, conforme determinado pela Eq. 6–18. Comparado a esse valor, uma eficiência real de 40% não parece tão ruim, embora haja muito espaço para melhorias.

Fica óbvio pela Eq. 6–18 que a eficiência de uma máquina térmica de Carnot aumenta quando T_H é aumentada ou quando T_L é reduzida. Esse comportamento era esperado, pois se T_L diminui, diminui também a quantidade de calor rejeitado, e se T_L aproxima-se de zero, a eficiência de Carnot aproxima-se da unidade. Isso também é verdadeiro para máquinas térmicas reais. *A eficiência térmica de máquinas térmicas reais pode ser maximizada com o fornecimento de calor à máquina à temperatura mais alta possível* (limitada pela resistência material) *e com a rejeição de calor da máquina à temperatura mais baixa possível* (limitada pela temperatura do arrefecimento do meio como rios, lagos ou a atmosfera).

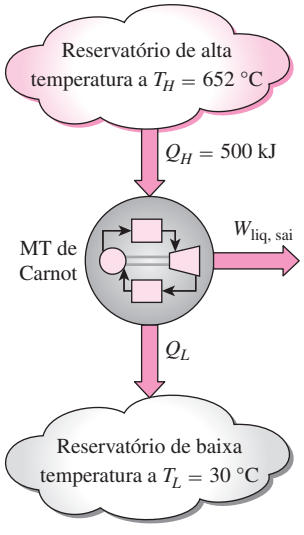


FIGURA 6–48 Esquema para o Exemplo 6–5.

EXEMPLO 6–5 Análise de uma máquina térmica de Carnot

Uma máquina térmica de Carnot, mostrada na Fig. 6–48, recebe 500 kJ de calor por ciclo de uma fonte à temperatura de 652 °C e rejeita calor para um sumidouro à temperatura de 30 °C. Determine (*a*) a eficiência térmica dessa máquina de Carnot e (*b*) a quantidade de calor rejeitado para o sumidouro por ciclo.

SOLUÇÃO O calor fornecido a uma máquina térmica de Carnot é dado. A eficiência térmica e o calor rejeitado devem ser determinados.

Análise (*a*) A máquina térmica de Carnot é uma máquina térmica reversível e, portanto, sua eficiência pode ser determinada pela Eq. 6–18 como

$$\eta_{t,C} = \eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} = \mathbf{0{,}672}$$

Ou seja, essa máquina térmica de Carnot converte em trabalho 67,2% do calor que recebe.

(*b*) A quantidade de calor rejeitado Q_L por essa máquina térmica reversível é facilmente determinada pela Eq. 6–16 como

$$Q_{L,rev} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H,rev} = \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} (500\ \text{kJ}) = \mathbf{164\ kJ}$$

Discussão Observe que essa máquina térmica de Carnot rejeita, para um sumidouro a baixa temperatura, 164 kJ dos 500 kJ de calor que recebe em cada ciclo.

A qualidade da energia

A máquina térmica de Carnot, no Exemplo 6–5, recebe calor de uma fonte a 925 K, converte 67,2% desse calor em trabalho e rejeita o restante (32,8%) para um sumidouro a 303 K. Analisemos agora como a eficiência térmica varia com a temperatura da fonte quando a temperatura do sumidouro é mantida constante.

A eficiência térmica de uma máquina térmica de Carnot que rejeita calor para um sumidouro a 303 K é avaliada para várias temperaturas de fonte por meio da Eq. 6–18, e é listada na Fig. 6–49. Fica evidente que a eficiência térmica diminui quando a temperatura da fonte é reduzida. Quando é fornecido calor para a máquina térmica a 500 K em vez de 925 K, por exemplo, a eficiência térmica cai de 67,2 para 39,4%. Ou seja, a fração do calor que pode ser convertida em trabalho cai para 39,4% quando a temperatura da fonte cai para 500 K. Quando a temperatura da fonte é de 350 K, essa fração se transforma em meros 13,4%.

Esses valores de eficiência mostram que a energia tem **qualidade**, assim como quantidade. Fica claro, pelos valores de eficiência térmica da Fig. 6–49, que *mais da energia térmica de alta temperatura pode ser convertida em trabalho. Portanto, quanto mais alta a temperatura, maior a qualidade da energia* (Fig. 6–50).

Grandes quantidades de energia solar, por exemplo, podem ser armazenadas em grandes corpos chamados *lagos solares* a cerca de 350 K. Essa energia armazenada pode, então, ser fornecida a uma máquina térmica para produção de trabalho (eletricidade). Contudo, a eficiência das usinas de lago solar é muito baixa (menos de 5%) devido à baixa qualidade da energia armazenada na fonte, e os custos de construção e manutenção são relativamente altos. Assim, essas instalações não são competitivas, apesar de contarem com um fornecimento gratuito de energia. A temperatura (e, portanto, a qualidade) da energia solar armazenada pode ser elevada com a utilização de coletores concentradores, mas aí o custo dos equipamentos é muito alto.

Trabalho é uma forma mais valiosa de energia, pois 100% de trabalho pode ser convertido em calor, mas apenas uma parte do calor pode ser convertida em trabalho. Quando é transferido calor de um corpo a alta temperatura para um de baixa temperatura, ele é degradado, pois assim menos calor pode ser convertido em trabalho. Por exemplo, se 100 kJ de calor forem transferidos de um corpo a 1.000 K para um corpo a 300 K, no final teremos 100 kJ de energia térmica armazenada a 300 K, o que não tem nenhum valor prático. Porém, se essa conversão fosse feita utilizando-se uma máquina térmica, até $1 - 300/1.000 = 70\%$ daquela quantidade de energia poderia ter sido convertida em trabalho, que é uma forma de energia mais valiosa. Assim, 70 kJ de potencial de trabalho foram desperdiçados, como resultado dessa transferência de calor, e a energia foi degradada.

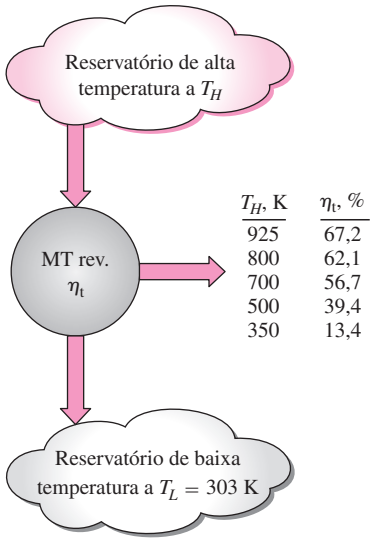


FIGURA 6–49 Fração do calor que pode ser convertida em trabalho como função da temperatura da fonte (para $T_L = 303$ K).

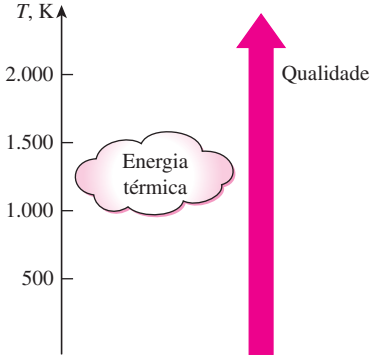


FIGURA 6–50 Quanto mais alta a temperatura da energia térmica, maior é a sua qualidade.

Quantidade *versus* qualidade no dia a dia

Em tempos de crise energética, somos bombardeados com discursos e artigos sobre como "conservar" energia. Todos sabemos que a *quantidade* de energia é conservada. O que não se conserva é a *qualidade* da energia ou o potencial de trabalho da energia. Desperdiçar energia é sinônimo de convertê-la em uma forma menos útil. Uma unidade de energia de alta qualidade pode ser mais valiosa que três unidades de energia de menor qualidade. Por exemplo, uma quantidade finita de energia térmica a alta temperatura é mais desejável para engenheiros de usinas geradoras de potência que uma quantidade imensa de energia térmica a baixa temperatura, como a energia armazenada nas camadas superiores dos oceanos de climas tropicais.

É parte de nossa cultura esse fascínio pela quantidade, e assim pouca atenção é dada à qualidade. Contudo, a quantidade por si só não é o suficiente, visto que precisamos considerar também a qualidade. Ou seja, precisamos olhar para a questão do ponto de vista da primeira e da segunda lei da termodinâmica para fazer uma boa avaliação, mesmo em áreas não técnicas. Apresentamos a seguir alguns eventos comuns e mostramos sua relevância para a segunda lei da termodinâmica.

Considere dois estudantes, Andy e Wendy. Andy tem 10 amigos, os quais nunca perdem suas festas e estão sempre por perto em ocasiões festivas. Entretanto, parecem estar ocupados quando Andy precisa de ajuda. Wendy, por sua vez, tem cinco amigos. Eles nunca estão ocupados para ela, que pode contar com eles quando precisa. Vamos agora tentar responder à pergunta *Quem tem mais amigos?* Do ponto de vista da primeira lei da termodinâmica, que considera apenas a quantidade, é óbvio que Andy tem mais amigos. Mas, do ponto de vista da segunda lei, que também considera a qualidade, não há dúvida de que Wendy é quem tem mais amigos.

Um outro exemplo com que a maioria das pessoas se identifica é o setor multibilionário dos produtos *diet,* que se baseia primordialmente na primeira lei da termodinâmica. Contudo, considerando que 90% das pessoas que perdem peso o recuperam rapidamente, com juros, parece que a primeira lei sozinha não explora toda a questão. As pessoas que parecem comer qualquer coisa que quiserem, sempre que assim desejarem, e sem que com isso ganhem peso, são demonstrações reais de que a técnica de contagem de calorias (a primeira lei) deixa sem resposta muitas perguntas sobre dietas. Obviamente, é necessário pesquisar mais sobre os efeitos da segunda lei nas dietas antes de tentarmos entender totalmente o processo de ganho e de perda de peso.

É tentador avaliar as coisas com base na *quantidade* em vez da *qualidade*, pois é muito mais difícil avaliar qualidade que quantidade. Contudo, avaliações feitas com base apenas em quantidade (a primeira lei) podem ser lamentavelmente inadequadas e equivocadas.

6–11 O REFRIGERADOR E A BOMBA DE CALOR DE CARNOT

Um refrigerador ou uma bomba de calor operando no ciclo de Carnot reverso é chamado de **refrigerador de Carnot** ou **bomba de calor de Carnot**. O coeficiente de performance de qualquer refrigerador ou bomba de calor, reversível ou irreversível, é estabelecido pelas Eqs. 6–9 e 6–11 por

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad \text{e} \qquad \text{COP}_{\text{BC}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

onde Q_L é a quantidade de calor removido do meio a baixa temperatura e Q_H é a quantidade de calor rejeitado para o meio a alta temperatura. Os COPs de todos os refrigeradores ou bombas de calor reversíveis podem ser determinados pela substituição das razões entre as quantidades de calor nas expressões anteriores, pelas razões entre as temperaturas absolutas dos reservatórios a alta e baixa temperaturas, conforme mostrado na Eq. 6–16. Assim, as expressões para o COP de refrigeradores e de bombas de calor reversíveis tornam-se

$$\text{COP}_{\text{R, rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{6–20}$$

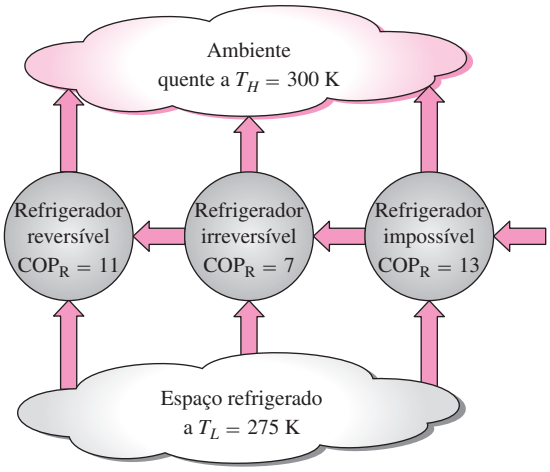

Ambiente
quente a $T_H = 300$ K
Refrigerador reversível $COP_R = 11$
Refrigerador irreversível $COP_R = 7$
Refrigerador impossível $COP_R = 13$
Espaço refrigerado
a $T_L = 275$ K

FIGURA 6–51 Nenhum refrigerador pode ter um COP mais alto que um refrigerador reversível operando entre os mesmos limites de temperatura.

e

$$COP_{BC,\,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{6–21}$$

Esses são os mais altos coeficientes de performance que pode ter um refrigerador ou uma bomba de calor operando entre os limites de temperatura T_L e T_H. Todos os refrigeradores e bombas de calor reais operando entre esses limites de temperatura (T_L e T_H) têm coeficientes de performance mais baixos (Fig. 6–51).

Os coeficientes de performance de refrigeradores reais e reversíveis operando entre os mesmos limites de temperatura podem ser comparados da seguinte forma:

$$COP_R \begin{cases} < COP_{R,\,rev} & \text{Refrigerador irreversível} \\ = COP_{R,\,rev} & \text{Refrigerador reversível} \\ > COP_{R,\,rev} & \text{Refrigerador impossível} \end{cases} \tag{6–22}$$

Uma relação similar pode ser obtida para bombas de calor por meio da substituição de todos os COP_R's na Eq. 6–22 por COP_{BC}.

O COP de um refrigerador ou bomba de calor reversível é o valor teórico máximo para os limites de temperatura especificados. Os refrigeradores ou bombas de calor reais podem se aproximar desses valores quando seus projetos forem mais refinados e elaborados, mas jamais podem alcançá-los.

Como uma observação final, notamos que os COPs dos refrigeradores e das bombas de calor diminuem quando T_L diminui. Ou seja, é necessário mais trabalho para retirar calor de meios a temperaturas mais baixas. Quando a temperatura do espaço refrigerado aproxima-se de zero, a quantidade de trabalho necessária para produzir uma quantidade finita de refrigeração aproxima-se do infinito, e o COP_R aproxima-se de zero.

EXEMPLO 6–6 Um ciclo de refrigeração de Carnot operando na região de saturação

Um ciclo de refrigeração de Carnot é executado em um sistema fechado na região de mistura líquido-vapor saturados com 0,8 kg de refrigerante-134a como fluido de trabalho, como mostra a Fig. 6–52. As temperaturas máxima e mínima do ciclo são

(*continua*)

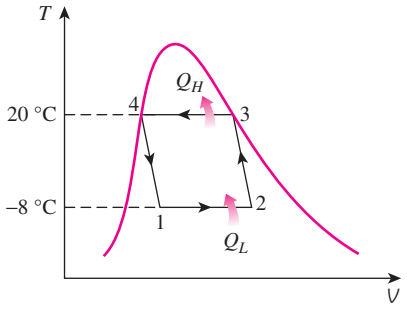


FIGURA 6–52 Esquema para o Exemplo 6–6.

(*continuação*)
20 e −8 °C, respectivamente. Sabe-se que o refrigerante é líquido saturado ao final do processo de rejeição de calor, e a entrada de trabalho líquido no ciclo é de 15 kJ. Determine a fração da massa do refrigerante que vaporiza durante o processo de adição de calor e a pressão no final do processo de rejeição de calor.

SOLUÇÃO Um ciclo de refrigeração de Carnot é executado em um sistema fechado. A fração da massa do refrigerante que evapora durante o processo de adição de calor e a pressão no processo final de rejeição de calor devem ser determinados.

Hipótese O refrigerador opera no ciclo ideal de Carnot.

Análise Conhecendo as temperaturas alta e baixa, o coeficiente de performance do ciclo é

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} = \frac{1}{(20 + 273\,\text{K})/(-8 + 273\,\text{K}) - 1} = 9{,}464$$

A quantidade de energia para o resfriamento é determinada a partir da definição do coeficiente de performance e é

$$Q_L = \text{COP}_\text{R} \times W_\text{ent} = (9{,}464)(15\ \text{kJ}) = 142\ \text{kJ}$$

A entalpia de vaporização do R-134a a −8 °C é $h_{lv} = 204{,}52$ kJ/kg (Tab. A–11). Assim, a quantidade de refrigerante que vaporiza durante a absorção de calor é

$$Q_L = m_\text{evap} h_{lv@-8\,^\circ\text{C}} \rightarrow m_\text{evap} = \frac{142\ \text{kJ}}{204{,}52\ \text{kJ/kg}} = 0{,}694\ \text{kg}$$

Portanto, a fração da massa que vaporiza durante o processo de adição de calor do refrigerante é

$$\text{Fração de massa} = \frac{m_\text{evap}}{m_\text{total}} = \frac{0{,}694\ \text{kg}}{0{,}8\ \text{kg}} = \mathbf{0{,}868\ ou\ 86{,}8\%}$$

A pressão no final do processo de rejeição de calor é simplesmente a pressão de saturação na temperatura de rejeição,

$$P_4 = P_{\text{sat@20}\,^\circ\text{C}} = \mathbf{572{,}1\ kPa}$$

Discussão O ciclo de Carnot é um ciclo de refrigeração idealizado, assim não pode ser realizado na prática. Ciclos de refrigeração reais serão analisados no Cap. 11.

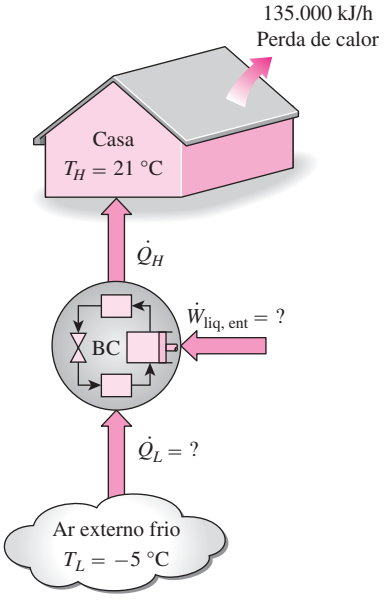


FIGURA 6–53 Esquema para o Exemplo 6–7.

EXEMPLO 6–7 Aquecimento de uma casa com uma bomba de calor de Carnot

Uma bomba de calor deve ser usada para aquecer uma casa durante o inverno, conforme mostra a Fig. 6–53. A casa deve ser mantida a 21 °C o tempo todo. Supõe-se que a casa esteja perdendo calor a uma taxa de 135.000 kJ/h quando a temperatura externa cai para −5 °C. Determine a potência mínima necessária para operar essa bomba de calor.

SOLUÇÃO Uma bomba de calor mantém uma casa a uma temperatura constante. A mínima potência requerida pela bomba de calor deve ser determinada.

Hipótese As condições de operação são estáveis (regime permanente).

Análise A bomba de calor deve fornecer calor para a casa a uma taxa $\dot{Q}_H$ = 135.000 kJ/h = 37,5 kW. As necessidades de potência serão mínimas quando for usada uma bomba de calor reversível para realizar a tarefa. O COP de uma bomba de calor reversível operando entre a casa e o ar externo é

$$\text{COP}_{\text{BC, rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (-5 + 273\ \text{K})/(21 + 273\ \text{K})} = 11{,}3$$

Assim, a potência necessária para fazer funcionar essa bomba de calor reversível deve ser

$$\dot{W}_{\text{liq, ent}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{BC}}} = \frac{37{,}5\ \text{kW}}{11{,}3} = \mathbf{3{,}32\ kW}$$

Discussão Essa bomba de calor reversível atende aos requisitos de aquecimento dessa casa consumindo energia elétrica a uma taxa de apenas 3,32 kW. Se essa casa tivesse de ser aquecida por aquecedores a resistência elétrica, o consumo de energia daria um salto de até 11,3 vezes esse valor, chegando a 37,5 kW. Isso ocorre porque, em aquecedores à resistência, a energia elétrica é convertida em calor à razão de um para um. Com uma bomba de calor, porém, a energia é removida do exterior e transportada para o interior usando um ciclo de refrigeração que consome somente 3,32 kW. Observe que a bomba de calor não cria energia. Ela simplesmente transporta a energia de um meio (o exterior frio) para outro (o interior aquecido).

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Refrigeradores domésticos

Os refrigeradores para preservação de alimentos perecíveis são, há muito tempo, aparelhos essenciais em uma casa. Eles se mostram altamente duráveis e confiáveis, fornecendo um serviço satisfatório por mais de 15 anos. Um refrigerador doméstico típico é, na verdade, uma combinação de refrigerador e congelador, e este último é o compartimento no qual se faz gelo e se armazena comida congelada.

Os refrigeradores de hoje precisam de muito menos energia devido ao uso de motores e compressores *menores* e de *alta eficiência, melhores materiais de isolamento, trocadores de calor mais eficientes* e *melhores sistemas de vedação das portas* (Fig. 6–54). A um custo médio de eletricidade de 8,3 centavos de dólar por kWh, um refrigerador médio custa cerca de US$ 72 por ano para funcionar, o que é metade do custo operacional anual de um refrigerador de 25 anos atrás. Substituindo um refrigerador de 500 L com 25 anos de uso por um novo modelo com maior eficiência energética, você poupará mais de 1.000 kWh de eletricidade por ano. Para o meio ambiente, isso significa uma redução de mais de 1 ton de CO_2, que causa alterações climáticas globais, e de mais de 10 kg de SO_2, que causa chuva ácida.

Apesar das melhorias feitas em vários aspectos dos refrigeradores domésticos nos últimos cem anos, o *ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor* permaneceu inalterado. Os sistemas alternativos de *refrigeração por*

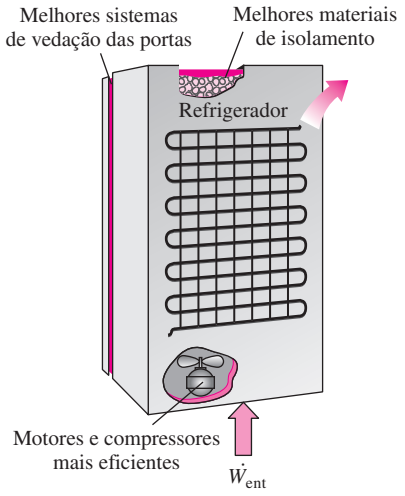


FIGURA 6–54 Os refrigeradores atuais são muito mais eficientes devido aos avanços tecnológicos e de produção.

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

TABELA 6–1

Eficiências de operação típicas para alguns sistemas de refrigeração para uma temperatura do congelador de −18 °C e para uma temperatura ambiente de 32 °C

Tipo de sistema de refrigeração	Coeficiente de performance
Compressão de vapor	1,3
Refrigeração por absorção	0,4
Refrigeração termoelétrica	0,1

absorção e *refrigeração termoelétrica* atualmente são mais caros e menos eficientes, e têm uso limitado em algumas aplicações específicas (Tab. 6–1).

Um refrigerador doméstico é projetado para manter a seção do congelador a −18 °C (0 °F), e a seção do refrigerador a 3 °C (37 °F). Temperaturas mais baixas no congelador aumentam o consumo de energia sem melhorar significativamente a vida útil dos alimentos congelados. Temperaturas diferentes para o armazenamento de alimentos específicos podem ser mantidas no refrigerador com o uso de compartimentos de *finalidade específica*.

Praticamente todos os refrigeradores de tamanho normal têm uma grande gaveta *hermética* para manter a umidade de vegetais folhosos e frutas frescas e protegê-los do efeito secante do ar gelado que circula no refrigerador. Há também um *compartimento para ovos* coberto na porta do refrigerador, para aumentar a vida útil dos ovos reduzindo sua perda de umidade. Além desses, é comum haver na porta dos refrigeradores um compartimento especial, menos frio, para que a *manteiga* seja mantida a uma temperatura apropriada. O compartimento também isola a manteiga e evita que ela absorva *odores* e *sabores* de outros alimentos. Alguns modelos maiores têm um *compartimento para carnes* com temperatura controlada, mantido a −0,5 °C (31 °F), que mantém a carne na mais baixa temperatura de segurança sem congelá-la, ampliando, dessa maneira, seu prazo de armazenamento. Os modelos mais caros vêm com *produtor de gelo* automático, localizado na seção do congelador, ligado à tubulação de água e às caixas de fornecimento de gelo e ao distribuidor de água gelada. Um produtor de gelo típico pode produzir de 2 a 3 kg de gelo por dia e armazenar de 3 a 5 kg de gelo em um recipiente removível de armazenamento de gelo.

Os refrigeradores domésticos consomem cerca de 90 W a 600 W de energia elétrica quando em funcionamento, e são projetados para ter um desempenho satisfatório em ambientes de até 43 °C (110 °F). Os refrigeradores funcionam intermitentemente, como você deve ter notado, e ficam ligados cerca de 30% do tempo de uso normal em uma casa a 25 °C (77 °F).

Para dimensões externas especificadas, um refrigerador deve ter um volume *máximo* de armazenamento de alimentos, um consumo *mínimo* de energia e o *menor* custo possível para o consumidor. O volume total de armazenamento de comida foi ampliado ao longo dos anos, sem um aumento nas dimensões externas, com o uso de isolamentos mais estreitos e mais eficazes e com a minimização do espaço ocupado pelo compressor e pelo condensador. A mudança do isolamento de fibra de vidro (condutividade térmica $k = 0{,}032 - 0{,}040$ W/m · °C) para o isolamento de espuma de uretano expandida ($k = 0{,}019$ W/m · °C) permitiu reduzir a espessura da parede do refrigerador quase pela metade: na seção do congelador, a espessura foi de 90 para 48 mm, e na seção do refrigerador, foi de 70 para 40 mm. Além disso, a rigidez e a ação aderente da espuma também dão mais suporte estrutural. Entretanto, toda a cavidade do refrigerador deve ser cuidadosamente vedada para evitar qualquer vazamento de água ou infiltração de umidade no isolamento, pois a umidade degrada a eficácia do isolamento.

Os tamanhos do compressor e dos outros componentes de um sistema de refrigeração são determinados com base na carga térmica (ou carga de refrigeração), que é a taxa com a qual calor é transferido para o refrigerador. A carga térmica é formada pela *parte previsível*, como transferência de calor pelas paredes e gavetas da porta do refrigerador, motores dos ventiladores e aquecedores de descongelamento (Fig. 6–55), e pela *parte imprevisível*, que depende dos hábitos do usuário, como abertura da porta, produção de gelo e carregamento do refrigerador. A quantidade de *energia* consumida pelo refri-

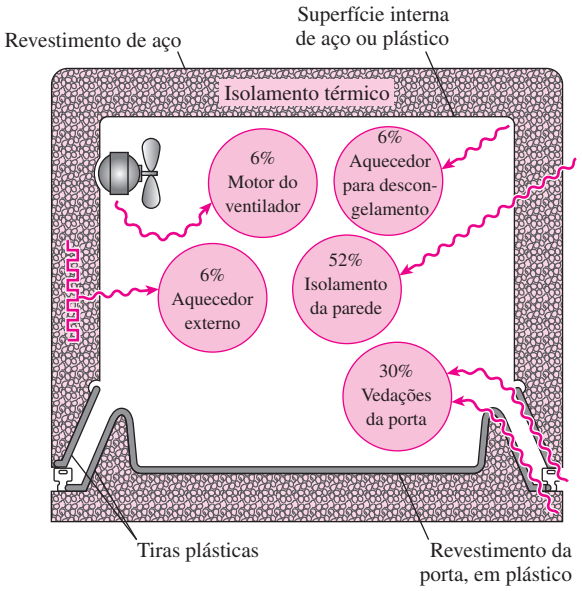


FIGURA 6–55 Seção transversal de um refrigerador mostrando as magnitudes relativas de vários efeitos que compõem a carga térmica.

Extraído do ASHRAE Handbook of Refrigeration, Cap. 48, Fig. 2.

gerador pode ser minimizada pela prática de boas *medidas de conservação,* mencionadas a seguir.

1. *Abra a porta do refrigerador o mínimo de vezes possível* pelo menor tempo possível. Cada vez que a porta do refrigerador é aberta, o ar gelado de dentro é substituído pelo ar mais quente do exterior, que precisa ser resfriado. Manter o refrigerador ou o congelador cheio economiza energia pois reduz a quantidade de ar frio que escapa sempre que a porta é aberta.
2. *Resfrie os alimentos quentes* à temperatura ambiente antes de colocá-los no refrigerador. Levar uma panela quente diretamente do forno para o refrigerador não apenas desperdiça energia ao fazer o refrigerador trabalhar mais, mas também pode estragar os alimentos perecíveis próximos da panela quente, pois cria um ambiente aquecido localmente (Fig. 6–56).
3. *Limpe as serpentinas do condensador* localizadas atrás ou embaixo do refrigerador. O pó e a sujeira que se juntam nas *serpentinas* agem como um isolante que reduz a dissipação do calor por esses dispositivos. Limpar as *serpentinas* duas vezes por ano com um tecido úmido ou um aspirador de pó melhora a capacidade de refrigeração da geladeira e diminui o consumo de energia em alguns poucos pontos percentuais. Às vezes, usa-se um ventilador para forçar o resfriamento de condensadores de refrigeradores grandes ou embutidos, e o forte deslocamento de ar mantém as *serpentinas* limpas.
4. *Verifique as vedações da porta* para ver se há vazamentos. Isto pode ser feito colocando-se uma lanterna dentro do refrigerador, apagando as luzes da cozinha e verificando se há vazamento de luz. A transferência de calor pelas vedações da porta é responsável por quase um terço da carga regular de calor dos refrigeradores; portanto, qualquer porta defeituosa deve ser imediatamente reparada.
5. *Evite programações de baixa temperatura desnecessárias*. As temperaturas recomendadas para congeladores (*freezers*) e refrigeradores são

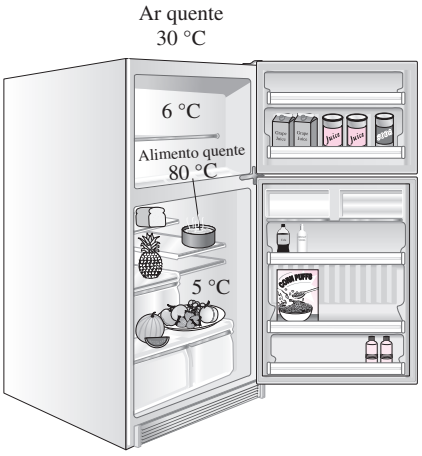


FIGURA 6–56 Colocar alimentos quentes no refrigerador, sem resfriá-los primeiro, não somente desperdiça energia como também pode estragar os alimentos que estiverem próximos.

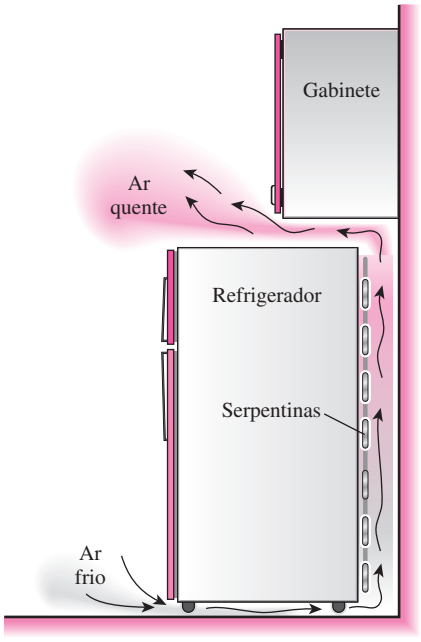


FIGURA 6–57 Para manter um bom desempenho, as serpentinas do condensador de um refrigerador devem ser limpas periodicamente e as passagens de ar não devem ser obstruídas.

−18 °C (0 °F) e 3 °C (37 °F), respectivamente. Deixar a temperatura do congelador abaixo de −18 °C aumenta muito o consumo de energia e não aumenta substancialmente o tempo de armazenamento dos alimentos congelados. Manter as temperaturas 6 °C (ou 10 °F) abaixo dos níveis recomendados pode aumentar o consumo de energia em cerca de 25%.

6. *Evite a formação excessiva de gelo* nas superfícies internas do evaporador. A camada de gelo na superfície age como um isolante e reduz a transferência de calor do congelador para o refrigerante. O refrigerador deve ser descongelado, com o desligamento manual do botão de controle de temperatura, quando a espessura do gelo exceder alguns milímetros. O descongelamento é feito automaticamente em refrigeradores *frost-free* pelo fornecimento de calor para o evaporador por meio de um aquecedor a resistência de 300 W a 1.000 W ou por gás refrigerante quente, periodicamente, por breves períodos. A água, então, é drenada para um depósito externo, de onde é evaporada com o calor dissipado pelo condensador. Os evaporadores *frost-free* são basicamente tubos com aletas submetidos ao fluxo do ar circulado por um ventilador. Praticamente todo o gelo é coletado nas aletas, que são as superfícies mais frias, deixando as superfícies expostas do compartimento do congelador e a comida congelada livres de gelo.
7. *Use o botão de economia de energia* que controla as serpentinas de aquecimento e evita a condensação nas superfícies externas em ambientes úmidos. Aquecedores de baixa potência são usados para elevar a temperatura das superfícies externas do refrigerador em locais cruciais acima do ponto de orvalho, para evitar a formação de gotas de água nas superfícies. A condensação deve ocorrer com mais probabilidade no verão em climas quentes e úmidos, sem condicionamento do ar. A formação de umidade nas superfícies é indesejável, pois pode causar a deterioração do acabamento da pintura na superfície externa e pode molhar o chão da cozinha. Cerca de 10% da energia total consumida pelo refrigerador podem ser economizados desligando esse aquecedor e mantendo-o desligado se não houver condensação visível nas superfícies externas.
8. *Não bloqueie as passagens de ar* para e das serpentinas do condensador do refrigerador. O calor dissipado pelo condensador para o ambiente é transportado pelo ar que entra pela parte inferior e laterais do refrigerador, e sai pela parte de cima. Qualquer bloqueio desse caminho natural de circulação de ar quente por grandes objetos colocados acima do refrigerador degradará o desempenho do condensador e, portanto, do refrigerador (Fig. 6–57).

Utilizar essas e outras medidas de conservação com bom senso resultará na redução dos custos de energia e manutenção de um refrigerador, além de trazer uma vida útil mais longa e com menos problemas ao equipamento.

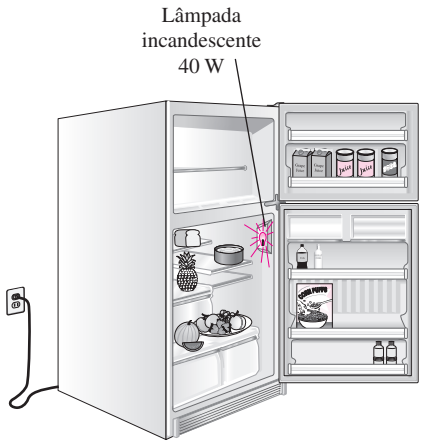


FIGURA 6–58 Esquema para o Exemplo 6–8.

EXEMPLO 6–8 Mau funcionamento do botão da luz do refrigerador

A iluminação interna dos refrigeradores é feita por lâmpadas incandescentes cujos botões são acionados pela abertura da porta do refrigerador. Imagine um refrigerador cuja lâmpada de 40 W permaneça acesa continuamente devido ao mau funcionamento do botão (Fig. 6–58). Considerando que o refrigerador tem um coeficiente de performance de 1,3 e o custo da eletricidade é de US$ 0,08 por kWh, determine o aumento no consumo de energia do refrigerador e seu custo por ano caso o botão não seja consertado.

SOLUÇÃO A lâmpada de um refrigerador funciona mal e permanece acesa. O aumento do consumo de eletricidade e o custo devem ser determinados.

Hipótese A vida útil da lâmpada é superior a 1 ano.

Análise A lâmpada consome 40 W de energia quando acesa, o que acrescenta 40 W à carga térmica do refrigerador. Observando que o COP do refrigerador é 1,3, a potência consumida pelo refrigerador para remover o calor gerado pela lâmpada é

$$\dot{W}_{\text{refrig}} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrig}}}{\text{COP}_R} = \frac{40\ \text{W}}{1{,}3} = 30{,}8\ \text{W}$$

Portanto, a potência adicional total consumida pelo refrigerador é

$$\dot{W}_{\text{total, adicional}} = \dot{W}_{\text{luz}} + \dot{W}_{\text{refrig}} = 40 + 30{,}8 = 70{,}8\ \text{W}$$

A quantidade total de horas em um ano é

$$\text{Horas anuais} = (365\ \text{dias/ano})(24\ \text{h/dia}) = 8.760\ \text{h/ano}$$

Considerando que o refrigerador é aberto 20 vezes por dia por uma média de 30 s, a luz normalmente se acenderia por

$$\begin{aligned}\text{Horas de funcionamento normal} &= (20\ \text{vezes/dia})(30\ \text{s/vez})(1\ \text{h/3.600 s})(365\ \text{dias/ano})\\ &= 61\ \text{h/ano}\end{aligned}$$

Assim, as horas adicionais em que a lâmpada permanece acesa como consequência do mau funcionamento são

$$\begin{aligned}\text{Horas adicionais de funcionamento} &= \text{Horas anuais} - \text{Horas de funcionamento normal}\\ &= 8.760 - 61 = 8.699\ \text{h/ano}\end{aligned}$$

Portanto, o consumo adicional de energia elétrica e seu custo por ano são

$$\begin{aligned}\text{Consumo adicional de potência} &= \dot{W}_{\text{total, adicional}} \times (\text{Horas adicionais de funcionamento})\\ &= (0{,}0708\ \text{kW})(8.699\ \text{h/ano}) = \mathbf{616\ kWh/ano}\end{aligned}$$

e

$$\begin{aligned}\text{Custo adicional} &= (\text{Consumo adicional de potência})(\text{Custo unitário})\\ &= (616\ \text{kWh/ano})(\text{US\$ } 0{,}08/\text{kWh}) = \mathbf{US\$\ 49{,}3/ano}\end{aligned}$$

Discussão Observe que não consertar o botão custará ao proprietário da casa cerca de US$ 50 por ano. Isto é alarmante quando consideramos que, a US$ 0,08/kWh, um refrigerador típico consome cerca de US$ 70 de eletricidade por ano.

RESUMO

A *segunda lei da termodinâmica* afirma que os processos ocorrem em uma determinada direção, e não em qualquer direção. Um processo não ocorre sem que atenda à primeira e à segunda leis da Termodinâmica. Corpos que podem remover ou rejeitar quantidades de calor finitas de maneira isotérmica são chamados de *reservatórios de energia térmica* ou *reservatórios térmicos*.

Trabalho pode ser convertido diretamente em calor, mas calor só pode ser convertido em trabalho por alguns aparelhos chamados *máquinas térmicas*. A *eficiência térmica* de uma máquina desse tipo é definida por

$$\eta_t = \frac{W_{\text{liq, sai}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

onde $W_{\text{liq, sai}}$ é o trabalho líquido realizado pela máquina térmica, Q_H é a quantidade de calor fornecida à máquina e Q_L é a quantidade de calor rejeitada pela máquina.

Refrigeradores e bombas de calor são aparelhos que retiram calor de meios a baixa temperatura e o rejeitam para meios a alta temperatura. O desempenho de um refrigerador ou de uma bomba de calor é expresso pelo *coeficiente de performance*, definido como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{Q_L}{W_{\text{liq, ent}}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{Q_H}{W_{\text{liq, ent}}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

O *enunciado de Kelvin-Planck* da segunda lei da termodinâmica afirma que nenhuma máquina térmica pode produzir uma quantidade de líquida de trabalho enquanto troca calor com um único reservatório. O *enunciado de Clausius* da segunda lei declara que nenhum aparelho pode transferir calor de um corpo mais frio para um mais quente sem modificar a vizinhança.

Qualquer aparelho que viole a primeira ou a segunda lei da Termodinâmica é chamado de *moto-contínuo*.

Um processo é dito *reversível* se o sistema e a vizinhança puderem ser restaurados a suas condições originais. Qualquer outro processo é *irreversível*. Efeitos como atrito, expansão (ou compressão que não seja de quase-equilíbrio) e transferência de calor com diferença de temperatura finita levam a um processo irreversível e são chamados de *irreversibilidades*.

O *ciclo de Carnot* é um ciclo reversível, composto de quatro processos reversíveis, dois isotérmicos e dois adiabáticos. Os *princípios de Carnot* afirmam que as eficiências térmicas de todas as máquinas térmicas reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios são as mesmas e que nenhuma máquina térmica é mais eficiente que uma reversível operando entre os mesmos dois reservatórios. Esses enunciados formam a base para estabelecer uma *escala termodinâmica de temperatura* relacionada às transferências de calor entre um dispositivo reversível e os reservatórios a alta e a baixa temperatura por

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L}$$

Portanto, a razão Q_H/Q_L pode ser substituída por T_H/T_L para dispositivos reversíveis, onde T_H e T_L são as temperaturas absolutas dos reservatórios de alta e baixa temperatura, respectivamente.

A máquina térmica que opera segundo o ciclo reversível de Carnot é chamada de *máquina térmica de Carnot.* A eficiência térmica de uma máquina térmica de Carnot, bem como a de todas as outras máquinas térmicas reversíveis, é dada por

$$\eta_{\text{t, rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Essa é a eficiência máxima que pode ter uma máquina térmica operando entre dois reservatórios às temperaturas T_H e T_L.

Os COPs de refrigeradores e bombas de calor reversíveis são determinados de maneira semelhante como

$$\text{COP}_{\text{R, rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

e

$$\text{COP}_{\text{BC, rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Esses são os mais altos COPs que pode ter um refrigerador ou uma bomba de calor operando entre os limites de temperatura T_H e T_L.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. *ASHRAE Handbook of Refrigeration,* SI version. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
2. D. Stewart. “Wheels Go Round and Round, but Always Run Down”. November 1986, *Smithsonian*, pp. 193-208.
3. J. T. Amann, A. Wilson, and K. Ackerly, *Consumer Guide to Home Energy Saving*, 9. ed., American Council for an Energy-Efficient Economy,Washington, D. C., 2007.

PROBLEMAS*

Segunda lei da termodinâmica e reservatórios de energia térmica

6–1C Descreva um processo imaginário que satisfaça a primeira lei da termodinâmica mas viole a segunda.

6–2C Descreva um processo imaginário que satisfaça a segunda lei da termodinâmica mas viole a primeira.

6–3C Descreva um processo imaginário que viole a primeira e a segunda leis da termodinâmica.

* Problemas identificados com “C” são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com “E” estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

6–4C Um experimentador afirma ter elevado a temperatura de uma pequena quantidade de água a 150 °C transferindo calor de vapor de água a uma alta pressão a 120 °C. Essa afirmação é razoável? Por quê? Considere que no processo não foi usado nem um refrigerador nem uma bomba de calor.

6–5C O que é um reservatório de energia térmica? Dê alguns exemplos.

6–6C Considere o processo de assar batatas em um forno convencional. O ar quente no forno pode ser considerado um reservatório de energia térmica? Explique.

6–7C Considere a energia gerada por um aparelho de TV. Qual é a escolha adequada como reservatório de energia térmica?

Máquinas térmicas e eficiência térmica

6–8C É possível que uma máquina térmica funcione sem rejeitar nenhuma quantidade de calor para um reservatório a uma baixa temperatura? Explique.

6–9C Quais são as características comuns a todas as máquinas térmicas?

6–10C Aquecedores de placas são basicamente aquecedores a resistência elétrica, frequentemente usados no aquecimento de ambientes. Uma dona de casa alega que seus aquecedores de placas, mesmo com cinco anos de uso, têm uma eficiência de conversão de 100%. Essa alegação viola alguma lei da termodinâmica? Explique.

6–11C Qual é o enunciado de Kelvin–Planck para a segunda lei da termodinâmica?

6–12C Uma máquina térmica que tenha uma eficiência de 100% necessariamente viola (*a*) a primeira lei e (*b*) a segunda lei da termodinâmica? Explique.

6–13C Na ausência de qualquer atrito e outras irreversibilidades, uma máquina térmica pode ter uma eficiência de 100%? Explique.

6–14C As eficiências de todos os aparelhos produtores de trabalho, inclusive as usinas hidrelétricas, são limitadas pelo enunciado de Kelvin–Planck da segunda lei? Explique.

6–15C Considere uma panela com água sendo aquecida (*a*) em um fogão elétrico e (*b*) em uma resistência de aquecimento dentro da água. Qual é o método mais eficiente de aquecer água? Explique.

6–16E Uma máquina térmica tem uma entrada de calor de 3×10^4 Btu/h e uma eficiência de 40%. Calcule a potência que ela irá produzir, em hp.

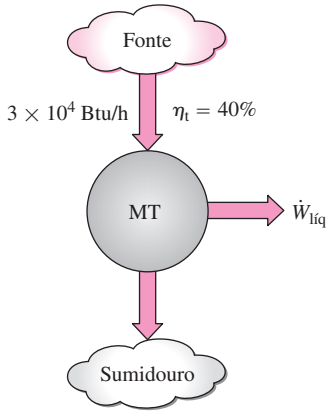


FIGURA P6–16E

6–17 A eficiência de uma máquina térmica é de 40% com produção de 30 hp. A que taxa o calor é transferido para essa máquina, em kJ/s?

6–18 Uma usina de potência a vapor de 600 MW, resfriada por um rio próximo, tem uma eficiência térmica de 40%. Determine a taxa de transferência de calor para a água do rio. A taxa real de transferência de calor será mais alta ou mais baixa que esse valor? Por quê?

6–19 Uma máquina térmica que bombeia água de uma mina subterrânea recebe 700 kJ de calor e produz 250 kJ de trabalho. Qual a quantidade de calor que ela rejeita, em kJ?

6–20 Uma máquina térmica com uma eficiência de 40% rejeita 1.000 kJ/kg de calor. Qual a quantidade de calor que ela recebe?

Resposta: 1.667 kJ/kg

6–21 Uma usina a vapor com uma potência líquida de 150 MW consome carvão a uma taxa de 60 tons/h. Considerando que o poder calorífico do carvão corresponde a 30.000 kJ/kg, determine a eficiência global dessa usina. *Resposta:* 30,0%

6–22 O motor de um automóvel consome combustível a uma taxa de 22 L/h e fornece 55 kW de potência às rodas. Considerando que o combustível tenha um poder calorífico de 44.000 kJ/kg e uma densidade de 0,8 g/cm^3, determine a eficiência desse motor.

Resposta: 25,6%

6–23 Em 2001, os Estados Unidos produziram 51% de sua eletricidade (do total de $1{,}878 \times 10^{12}$ kWh) a partir de usinas movidas a carvão. Considerando um valor de 34% para a eficiência térmica média, determine a quantidade de energia térmica rejeitada pelas usinas movidas a carvão nos Estados Unidos naquele ano.

6–24 O Departamento de Energia dos Estados Unidos previa que, entre 1995 e 2010, o país precisaria construir novas usinas para gerar um adicional de 150.000 MW de eletricidade para que fosse atendida a crescente demanda por energia elétrica. Uma possibilidade era a construção de usinas movidas a carvão, que custavam US$ 1.300 por kW e tinham eficiência de 40%. Considerava-se também as usinas de ciclo combinado de gaseificação integrada, nas quais o carvão é submetido a calor e pressão para se gaseificar enquanto dele se retira enxofre e material particulado. Em seguida, o carvão gasoso é queimado em um ciclo de turbina a gás, e parte do calor residual dos gases de exaustão é recuperada para gerar vapor para a turbina a vapor. Atualmente, a construção de usinas desse tipo custa cerca de US$ 1.500 por kW, mas sua eficiência é de aproximadamente 48%. O poder calorífico médio do carvão é de cerca de 28.000.000 kJ por ton (ou seja, 28.000.000 kJ de calor são liberados quando é queimada 1 ton de carvão). Considerando que a usina tenha de recuperar em cinco anos sua diferença de custo a partir da economia de combustível, determine qual deve ser o preço do carvão em US$ por ton.

6–25 Reconsidere o Prob. 6–24. Usando o EES (ou outro programa), investigue o preço do carvão considerando que os períodos de recuperação, os custos de construção de usinas e a eficiência operacional sejam variáveis.

6–26 Repita o Prob. 6–24, considerando agora um período de recuperação de três anos em vez de cinco.

6–27E A energia solar armazenada em grandes corpos de água, chamada de libras solares, está sendo usada para gerar eletricidade. Considerando que tal planta de energia solar tem uma eficiência de 4% e uma potência útil de 350 kW, determine o valor médio da taxa de coleta de energia solar, em Btu/h.

6–28 Uma usina a vapor que queima carvão produz uma potência líquida de 300 MW com uma eficiência térmica global de 32%. A relação ar-combustível gravimétrica real na fornalha é então calculada, resultando em 12 kg ar/kg combustível. O poder calorífico do carvão é de 28.000 kJ/kg. Determine (*a*) a quantidade de carvão consumida em um período de 24 horas e (*b*) o fluxo de massa de ar pelo forno.

Respostas: (*a*) $2{,}89 \times 10^6$ kg; (*b*) 402 kg/s

Refrigeradores e bombas de calor

6–29C Qual é a diferença entre um refrigerador e uma bomba de calor?

6–30C Qual é a diferença entre um refrigerador e um condicionador de ar?

6–31C Em um refrigerador, o calor é transferido de um meio a uma temperatura mais baixa (o espaço refrigerado) para outro a uma temperatura mais alta (o ar da cozinha). Isso é uma violação da segunda lei da termodinâmica? Explique.

6–32C Uma bomba de calor é um dispositivo que retira energia do ar frio externo e o transfere para ar mais quente interno. Isso é uma violação da segunda lei da termodinâmica? Explique.

6–33C Defina, em palavras, o coeficiente de performance de um refrigerador. Ele pode ser superior à unidade?

6–34C Defina, em palavras, o coeficiente de performance de uma bomba de calor. Ele pode ser superior à unidade?

6–35C Uma bomba de calor usada para aquecer uma casa tem um COP de 2,5. Ou seja, a bomba de calor fornece 2,5 kWh de energia para a casa a cada 1 kWh de eletricidade que consome. Isso é uma violação da primeira lei da termodinâmica? Explique.

6–36C Um refrigerador tem um COP de 1,5. Ou seja, o refrigerador retira 1,5 kWh de energia do espaço refrigerado para cada 1 kWh de eletricidade que consome. Isso é uma violação da primeira lei da termodinâmica? Explique.

6–37C Qual é o enunciado de Clausius para a segunda lei da termodinâmica?

6–38C Mostre que os enunciados de Kelvin–Planck e de Clausius para a segunda lei são equivalentes.

6–39E Uma bomba de calor residencial tem um coeficiente de performance de 2,4. Qual será a taxa de aquecimento (em Btu/h) se 5 hp forem fornecidos para essa bomba de calor?

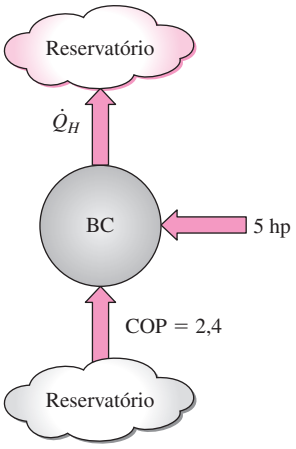


FIGURA P6–39E

6–40 Um condicionador de ar produz um efeito de resfriamento de 2 kW enquanto rejeita 2,5 kW de calor. Qual é o seu COP?

6–41 Um refrigerador usado para resfriar um computador requer 3 kW de energia elétrica e tem um COP de 1,4. Calcule o efeito de resfriamento desse refrigerador, em kW.

6–42 Um compartimento de alimentos é mantido a –12 °C por um refrigerador em um ambiente a 30 °C. O ganho total de calor do compartimento de alimentos é estimado em 3.300 kJ/h, e a rejeição de calor no condensador é de 4.800 kJ/h. Determine a potência entregue ao compressor, em kW, e o COP do refrigerador.

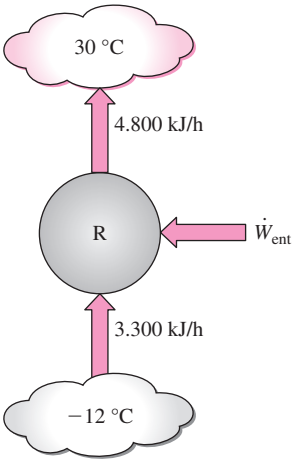


FIGURA P6–42

6–43 Um refrigerador doméstico com um COP de 1,2 remove calor do espaço refrigerado a uma taxa de 60 kJ/min. Determine (*a*) a energia elétrica consumida pelo refrigerador e (*b*) a taxa de transferência de calor para o ar da cozinha.

Respostas: (*a*) 0,83 kW; (*b*) 110 kJ/min

6–44E Uma bomba de calor comercial remove 10.000 Btu/h da fonte, rejeita 15.090 Btu/h ao sumidouro e necessita de 2 hp de potência. Qual o coeficiente de performance dessa bomba de calor?

6–45 Um refrigerador utilizado para resfriar alimentos em uma mercearia deve produzir um efeito de resfriamento de 25.000 kJ/h. Seu coeficiente de performance é de 1,60. Quantos quilowatts de energia irá exigir esse refrigerador para operar?

Resposta: 4,34 kW

6–46 Potência é entregue a uma taxa de 450 W a um refrigerador doméstico que possui um COP de 2,5. Devem ser refrigeradas cinco grandes melancias, de 10 kg cada, a 8 °C. Considerando que as melancias estão inicialmente a 20 °C, determine quanto tempo levará sua refrigeração. As melancias podem ser consideradas como compostas somente por água, cujo calor específico é de 4,2 kJ/kg·°C. Sua resposta é realista ou otimista? Explique.

Resposta: 2.240 s

6–47 Quando um homem volta para sua bem vedada casa em um dia de verão, ela está a 35 °C. Ele liga o ar condicionado, que refrigera toda a casa a 20 °C em 30 min. Considerando que o COP do sistema condicionador de ar é de 2,8, determine a energia consumida pelo ar condicionado. Considere que toda a massa dentro da casa seja equivalente a 800 kg de ar, para o qual c_v =0,72 kJ/kg·°C e c_p = 1,0 kJ/kg·°C.

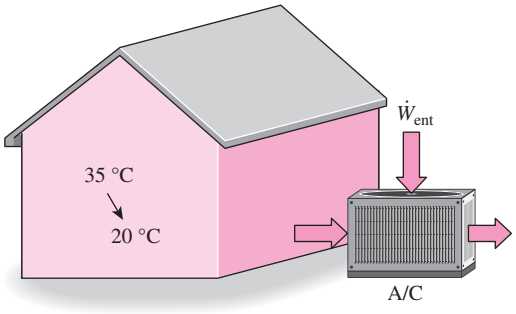


FIGURA P6–47

6–48 Reconsidere o Prob. 6–47. Usando o EES (ou outro programa), determine a potência necessária que o aparelho de ar condicionado deve ter para refrigerar a casa como uma função da REE de ar condicionado na faixa de 5 a 15. Discuta seus resultados e inclua os custos representativos de unidades de ar condicionado considerando a REE.

6–49 Bananas devem ser resfriadas de 24 °C para 13 °C a uma taxa de 215 kg/h por um determinado sistema de refrigeração. O consumo de potência no refrigerador é de 1,4 kW. Determine a taxa de resfriamento, em kJ/min, e o COP do refrigerador. O calor específico da banana acima do congelamento corresponde a 3,35 kJ/kg·°C.

6–50 Um refrigerador é usado para resfriar água de 23 °C para 5 °C de uma maneira contínua. O calor rejeitado no condensador é 570 kJ/min, e a potência é 2,65 kW. Determine a taxa de resfriamento da água (em L/min) e o COP do refrigerador. O calor específico da água é 4,18 kJ/kg·°C, e a sua densidade é de 1 kg/L.

Respostas: 5,46 L/min; 2,58

6–51 Uma bomba de calor é usada para manter uma casa a uma temperatura constante de 23 °C. A casa está perdendo calor para o ar externo pelas paredes e janelas, a uma taxa de 60.000 kJ/h, enquanto a energia gerada dentro da casa pelas pessoas, luzes e aparelhos chega a 4.000 kJ/h. Considerando um COP de 2,5, determine a potência que deve ser entregue à bomba de calor.

Resposta: 6,22 kW

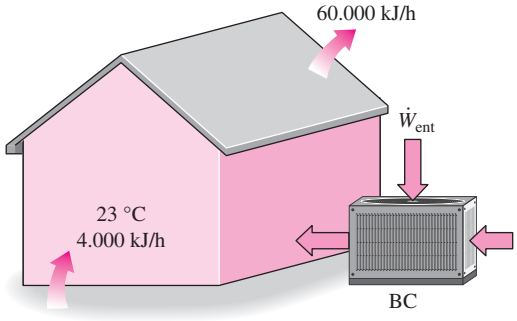


FIGURA P6–51

6–52E Água entra em uma máquina de gelo a 55 °F e sai como gelo a 25 °F. Considerando que o COP da máquina de gelo é de 2,4 durante essa operação, determine a energia necessária para uma taxa de produção de gelo de 28 lbm/h. (É necessário remover 169 Btu de energia de cada lbm de água a 55 °F para transformá-la em gelo a 25 °F.)

6–53E Considere uma sala de escritório que está sendo resfriada adequadamente por um aparelho de ar condicionado de 12.000 Btu/h. Decide-se que esse espaço será convertido em uma sala de informática, e lá são instalados vários computadores, terminais e impressoras com uma potência nominal total de 8,4 kW. A instalação possui vários condicionadores de ar de 7.000 Btu/h no depósito que podem ser instalados para atender os requisitos de refrigeração adicionais. Considerando um fator de utilização de 0,4 (ou seja, apenas 40% da potência nominal será consumida, em qualquer momento dado) e uma ocupação adicional de sete pessoas, cada uma gerando calor a uma taxa de 100 W, determine quantos desses aparelhos de ar condicionado precisam ser instalados na sala.

6–54 Considere um prédio cuja carga anual de ar condicionado corresponde a 120.000 kWh, localizado em uma área onde o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,10/kWh. Considera-se a instalação de dois aparelhos de condicionamento de ar no prédio. O condicionador de ar A tem um COP médio sazonal de 3,2, e os custos totais de sua compra e instalação são de US$ 5.500. O condicionador de ar B tem um COP médio sazonal de 5,0, e os custos totais de sua compra e instalação são de US$ 7.000. Considerando todas as outras características dos sistemas idênticas, determine qual condicionador de ar representa a melhor compra.

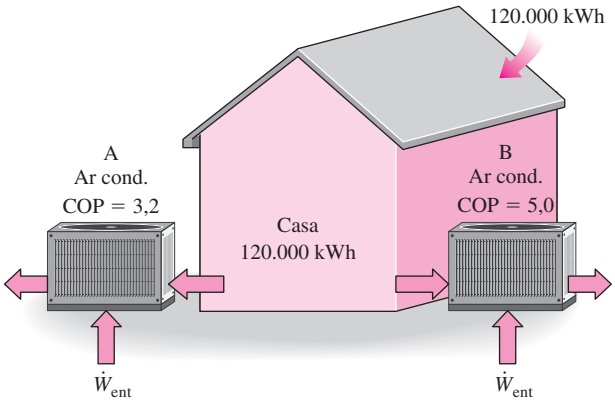


FIGURA P6–54

6–55 Uma casa que foi aquecida por aquecedores a resistência elétrica consumiu 1.200 kWh de energia elétrica em um mês de inverno. Considerando que essa casa poderia ser aquecida por uma bomba de calor com um COP médio de 2,4, determine quanto (em dinheiro) o dono da casa teria economizado naquele mês caso aproveitasse essa possibilidade. Considere o preço de 8,5¢/kWh para a eletricidade.

6–56 Refrigerante-134a entra no condensador de uma bomba de calor residencial a 800 kPa e 35 °C a uma taxa de 0,018 kg/s e sai a 800 kPa como líquido saturado. Considerando que o compressor consome 1,2 kW de energia, determine (*a*) o COP da bomba de calor e (*b*) a taxa de remoção de calor do ar externo.

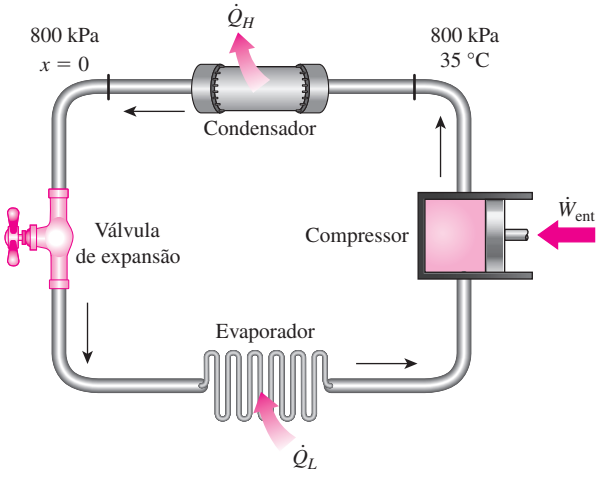


FIGURA P6–56

6–57 O refrigerante-134a entra nas serpentinas de um evaporador, localizadas na parte traseira do congelador de um refrigerador doméstico. O refrigerante está a 100 kPa com um título de 20% e sai a 100 kPa e −26 °C. Considerando que o compressor consome 600 W de potência e o COP do refrigerador corresponde a 1,2, determine (*a*) o fluxo de massa do refrigerante e (*b*) a taxa de calor rejeitado para o ar da cozinha.

Respostas: (*a*) 0,00414 kg/s; (*b*) 1.320 W

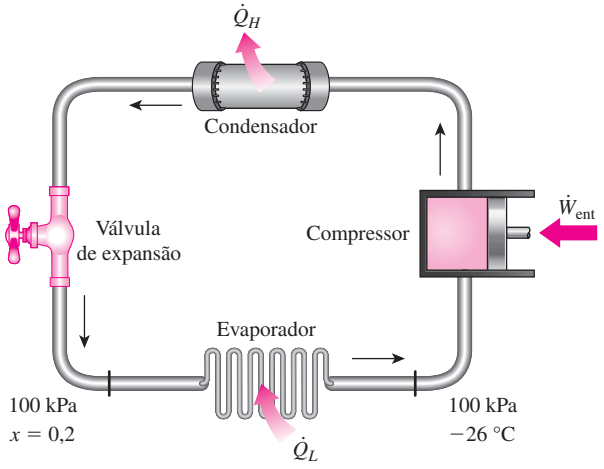


FIGURA P6–57

Moto-contínuo

6–58C Um inventor alega ter desenvolvido um aquecedor a resistência que fornece 1,2 kWh de energia a uma sala para cada kWh de eletricidade consumido. A alegação é razoável ou o inventor desenvolveu um moto-contínuo? Explique.

6–59C Todos sabem que a temperatura do ar se eleva quando ele é comprimido. Um inventor pensou em usar esse ar de alta temperatura para aquecer prédios. Ele usou um compressor operado por um motor elétrico. O inventor afirma que o sistema de ar quente comprimido é 25% mais eficiente que um sistema de aquecimento a resistência que fornece um aquecimento equivalente. Essa afirmação é válida ou é apenas outro moto-contínuo? Explique.

Processos reversíveis e irreversíveis

6–60C Mostre que os processos que utilizam trabalho para misturar são irreversíveis, considerando um sistema adiabático cujos conteúdos são agitados girando uma hélice dentro do sistema (é o que acontece quando mexe-se uma mistura de bolo com uma batedeira, por exemplo).

6–61C Mostre que os processos que envolvem reações químicas rápidas são irreversíveis, considerando a combustão de uma mistura de gás natural (metano, por exemplo) e ar em um recipiente rígido.

6–62C Uma bebida enlatada gelada é deixada em uma sala aquecida e sua temperatura se eleva como resultado da transferência de calor. Esse é um processo reversível? Explique.

6–63C Um bloco desliza para baixo em um plano inclinado com atrito e sem força de restrição. Esse processo é reversível ou irreversível? Justifique sua resposta.

6–64C Por que os engenheiros estão interessados em processos reversíveis, ainda que nunca possam ser realizados?

6–65C Por que um processo de compressão que não é de quase-equilíbrio requer um maior fornecimento de trabalho que o processo de quase-equilíbrio correspondente?

6–66C Por que um processo de expansão que não é de quase-equilíbrio fornece menos trabalho que o correspondente processo de quase-equilíbrio?

6–67C Como distinguir entre irreversibilidades internas e externas?

6–68C Um processo de expansão ou compressão reversível é necessariamente um processo de quase-equilíbrio? Um processo de expansão ou compressão de quase-equilíbrio é necessariamente um processo reversível? Explique.

O ciclo de Carnot e os princípios de Carnot

6–69C Quais são os quatro processos que formam o ciclo de Carnot?

6–70C Quais são os dois enunciados conhecidos como os princípios de Carnot?

6–71C Alguém alega ter desenvolvido um novo ciclo de máquina térmica reversível que tem uma eficiência teórica maior que a do ciclo de Carnot, operando entre os mesmos limites de temperatura. Como você avalia essa alegação?

6–72C Alguém afirma ter desenvolvido um novo ciclo de máquina térmica reversível que tem a mesma eficiência do ciclo de Carnot, operando entre os mesmos limites de temperatura. Essa é uma afirmação razoável?

6–73C É possível desenvolver (*a*) um ciclo real e (*b*) um ciclo de máquina térmica reversível que seja mais eficiente que o ciclo de Carnot, operando entre os mesmos limites de temperatura? Explique.

Máquinas térmicas de Carnot

6–74C Há alguma maneira de aumentar a eficiência de uma máquina térmica de Carnot, além de aumentar T_H ou diminuir T_L?

6–75C Considere duas usinas de potência reais operando com energia solar, a qual é então fornecida para as duas usinas. A primeira usina recebe a energia a partir de um lago solar a 80 °C, e a segunda, a partir de coletores concentradores que elevam a temperatura da água a 600 °C. Qual dessas usinas terá uma eficiência maior? Explique.

6–76E Uma máquina térmica opera entre dois reservatórios térmicos de energia a 1.260 R e 510 R. Qual é o máximo trabalho que o motor pode produzir por unidade de calor que o motor recebe da fonte?

6–77 De uma perspectiva de produção de trabalho, o que é melhor? (*a*) Reservatórios de energia térmica a 675 K e 325 K ou (*b*) reservatórios de energia térmica a 625 K e 275 K?

6–78 Uma máquina térmica opera entre uma fonte a 477 °C e um sumidouro a 25 °C. Considerando que calor é fornecido a uma máquina térmica a uma taxa constante de 65.000 kJ/min, determine a potência máxima de saída dessa máquina.

6–79 Reconsidere o Prob. 6–78. Usando o programa EES (ou outro), estude os efeitos das temperaturas da fonte de calor e do sumidouro na potência produzida e na eficiência térmica do ciclo. Considere uma variação de 300 °C a 1.000 °C na temperatura da fonte, e de 0 °C a 50 °C na temperatura do sumidouro. Trace a potência produzida e a eficiência do ciclo *versus* a temperatura da fonte considerando as seguintes temperaturas para o sumidouro: 0 °C, 25 °C e 50 °C. Discuta os resultados.

6–80E Uma máquina térmica está operando em um ciclo de Carnot e tem uma eficiência térmica de 75%. O calor dessa máquina é rejeitado em um lago próximo a 60 °F a uma taxa de 800 Btu/min. Determine (*a*) a potência de saída da máquina e (*b*) a temperatura da fonte. *Respostas:* (*a*) 56,6 hp; (*b*) 2.080 R

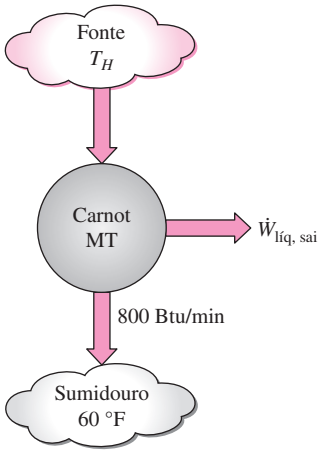


FIGURA P6–80E

6–81E Um inventor afirma ter desenvolvido um mecanismo cíclico para uso em veículos espaciais que opera com uma fonte de energia gerada de combustível nuclear (cuja temperatura é de 1.000 R) e também com um sumidouro a 550 R, que irradia calor para o espaço profundo. Ele também afirma que esse motor produz 5 hp, rejeitando calor a uma taxa de 15.000 Btu/h. Essa afirmação é válida?

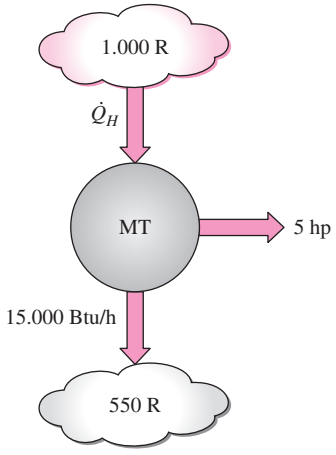


FIGURA P6–81E

6–82 Uma máquina térmica recebe calor de uma fonte de calor a 1.200 °C e tem uma eficiência térmica de 40%. O trabalho máximo da máquina térmica é igual a 500 kJ. Determine o calor fornecido à máquina térmica pela fonte de calor, o calor rejeitado e a temperatura do sumidouro.

6–83 Uma máquina térmica operando no ciclo de Carnot produz um trabalho medido em 900 kJ e uma rejeição de calor de 150 kJ para um reservatório de calor a 27 °C. Determine o calor fornecido à máquina térmica pela fonte de calor (em kJ) e sua temperatura (em °C).

6–84 Uma máquina térmica está operando segundo o ciclo de Carnot e tem uma eficiência térmica de 75%. O calor proveniente dessa máquina é rejeitado para um lago próximo a 15 °C a uma taxa de 14 kW. Determine a potência da máquina e a temperatura da fonte, em °C. *Respostas:* 42 kW; 879 °C

6–85 Uma usina geotérmica utiliza água geotérmica extraída a 150 °C a uma taxa de 210 kg/s como fonte de calor e produz 8.000 kW de potência líquida. A água geotérmica chega na usina a 90 °C. Considerando que a temperatura ambiente é de 25 °C, determine (*a*) a eficiência térmica real, (*b*) o máximo de eficiência térmica possível e (*c*) a taxa real de rejeição de calor dessa usina.

6–86 Alega-se que a eficiência de uma máquina térmica completamente reversível pode ser dobrada pela duplicação da temperatura da fonte de energia. Justifique a validade dessa afirmação.

Refrigeradores e bombas de calor de Carnot

6–87C Como podemos aumentar o COP de um refrigerador de Carnot?

6–88C O proprietário de uma casa compra uma geladeira nova e um ar condicionado novo. Em sua opinião, qual desses dispositivos terá um maior COP? Por quê?

6–89C O proprietário de uma casa compra uma geladeira nova sem congelador e um congelador para a cozinha nova. Qual desses dispositivos terá um menor COP em sua opinião? Por quê?

6–90C Em um esforço para conservar energia em um ciclo de máquina térmica, alguém sugere incorporar a ela um refrigerador que remova parte da energia residual Q_L e a transfira para a fonte de energia da máquina térmica. Essa é uma ideia inteligente? Explique.

6–91C É um fato bem estabelecido que a eficiência de uma máquina térmica aumenta à medida que a temperatura T_L (na qual o calor é rejeitado da máquina térmica) diminui. Em um esforço para aumentar a eficiência de uma usina, alguém sugere refrigerar a água de resfriamento antes que ela entre no condensador, onde acontece a rejeição de calor. Você seria a favor dessa ideia? Por quê?

6–92C Todos sabem que a eficiência das máquinas térmicas aumenta à medida que a temperatura da fonte de energia também aumenta. Em uma tentativa para melhorar a eficiência de uma usina, alguém sugere transferir calor da fonte de energia disponível para um meio de temperatura mais alta usando uma bomba de calor, antes que a energia seja fornecida à usina. O que você acha dessa sugestão? Explique.

6–93 Determine qual o valor mínimo do trabalho por unidade de transferência de calor de uma fonte necessário para acionar um refrigerador com reservatórios de energia térmica a 273 K e 303 K.

6–94 Um inventor afirma ter desenvolvido uma bomba de calor que produz um efeito de aquecimento de 200 kW para uma zona aquecida de 293 K enquanto utiliza apenas 75 kW de potência e uma fonte de calor a 273 K. Justifique a validade dessa afirmação.

6–95 Uma bomba de calor opera segundo um ciclo de Carnot e tem um COP de 8,7. Um espaço a 26 °C é mantido com o consumo de 4,25 kW de potência. Determine a temperatura do reservatório a partir da qual o calor será absorvido e a carga de aquecimento será fornecida pela bomba de calor. *Respostas:* 265 K; 37,0 kW

6–96 Um refrigerador deve remover calor do espaço refrigerado a uma taxa de 300 kJ/min para manter sua temperatura a –8 °C. Considerando que o ar circundante do refrigerador está a 25 °C, determine a potência mínima necessária para alimentar esse refrigerador. *Resposta:* 0,623 kW

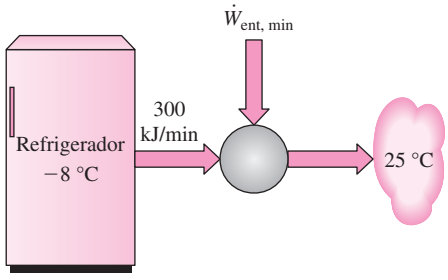


FIGURA P6–96

6–97 Um inventor alega ter desenvolvido um sistema de refrigeração que remove calor de um espaço fechado a –12 °C e o transfere para o ar vizinho a 25 °C enquanto mantém um COP de 6,5. Isso é válido? Por quê?

6–98E Um sistema de ar condicionado é usado para manter uma casa a 70 °F quando a temperatura exterior atingir 100 °F. A casa está ganhando calor pelas paredes e janelas a uma taxa de 800 Btu/min, e no interior da casa a taxa de geração de calor pelas pessoas, lâmpadas e eletrodomésticos é 100 Btu/min. Determine a potência mínima necessária para esse sistema de ar condicionado.

Resposta: 1,20 hp

6–99 Uma bomba de calor é usada para manter uma casa a 22 °C pela extração de calor do ar externo, em um dia em que a temperatura do ar externo é de 2 °C. Calcula-se que a casa perca calor a uma taxa de 110.000 kJ/h e que a bomba de calor consuma 5 kW de energia elétrica quando em operação. Essa bomba de calor tem potência suficiente para realizar o serviço?

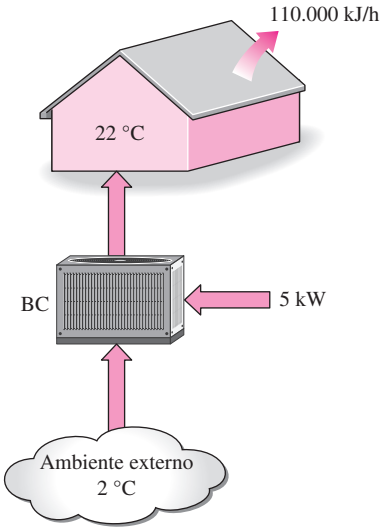


FIGURA P6–99

6–100E Um refrigerador completamente reversível opera entre reservatórios de energia térmica a 450 R e 540 R. Quantos kilowatts de energia são necessários para que esse dispositivo produza um efeito de resfriamento de 15.000 Btu/h?

6–101 Um refrigerador operando no ciclo de Carnot reverso necessita de 200 kW de trabalho e rejeita 2.000 kW de calor a um reservatório de calor a 27 °C. Determine a carga de refrigeração do refrigerador, em kW, e a temperatura da fonte de calor, em °C.

Respostas: 1.800 kW; −3 °C

6–102 Um ar condicionado tipo *split* de 18.000 Btu/h funcionando a plena carga é usado para manter uma sala a 22 °C em um ambiente a 33 °C. O consumo de potência do compressor é 3,4 kW. Determine (*a*) a taxa de calor rejeitado no condensador, em kJ/h, (*b*) o COP do aparelho de ar condicionado e (*c*) a taxa de resfriamento, em Btu/h, considerando que o aparelho de ar condicionado é operado como um refrigerador de Carnot para o mesmo consumo de potência.

6–103 Um refrigerador de Carnot absorve calor de um espaço a 15 °C a uma taxa de 16.000 kJ/h e rejeita calor para um reservatório a 36 °C. Determine o COP do refrigerador, o consumo de potência, em kW, e a taxa de calor rejeitado no reservatório de alta temperatura, em kJ/h.

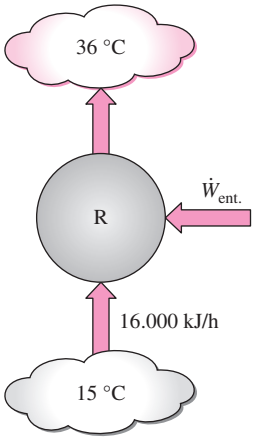


FIGURA P6–103

6–104 O desempenho de uma bomba de calor se degrada (isto é, seu COP se reduz) à medida que a temperatura da fonte de calor diminui. Isso torna pouco vantajoso o uso de bombas de calor em locais com condições climáticas extremas. Considere uma casa que, durante o inverno, é aquecida e mantida a 20 °C por uma bomba de calor. Qual é o COP máximo dessa bomba de calor, caso se extraia calor do ar externo a (*a*) 10 °C, (*b*) −5 °C e (*c*) −30 °C?

6–105E Uma bomba de calor deve ser usada para o aquecimento de uma casa no inverno. A casa deve ser mantida a 78 °F. Quando a temperatura exterior cai para 25 °F, estima-se que as perdas de calor da casa representem aproximadamente 55.000 Btu/h. Determine a potência mínima necessária para que essa bomba de calor funcione, considerando que o calor seja extraído a partir (*a*) do ar exterior a 25 °F e (*b*) da água subterrânea, a 50 °F.

6–106 Uma bomba de calor de Carnot deve ser usada para aquecer uma casa e mantê-la a 25 °C no inverno. Em um dia com temperatura externa média contínua de cerca de 2 °C, calcula-se que a casa perca calor a uma taxa de 55.000 kJ/h. Considerando que a bomba de calor consome 6,6 kW de potência quando em funcionamento, determine (*a*) quanto tempo a bomba de calor deverá funcionar nesse dia; (*b*) o custo total de aquecimento, considerando um preço médio de US$ 0,085/kWh para a eletricidade; e (*c*) o custo de aquecimento para o mesmo dia caso seja utilizado o aquecimento a resistência – e não a bomba de calor.

Respostas: (*a*) 4,29 h; (*b*) US$ 2,41; (*c*) US$ 31,2

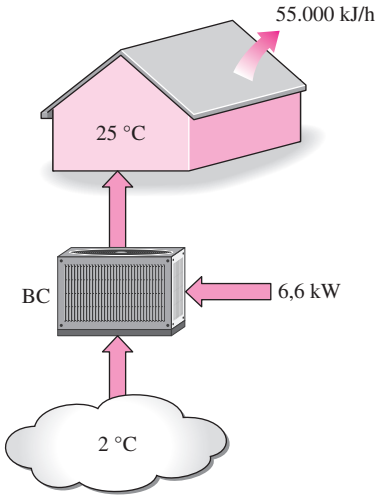


FIGURA P6–106

6–107 Uma máquina térmica de Carnot recebe calor de um reservatório a 900 °C, a uma taxa de 800 kJ/min, e rejeita o calor para o ar ambiente a 27 °C. Todo o trabalho produzido pela máquina térmica é utilizado para acionar um refrigerador que remove calor do espaço refrigerado a −5 °C, transferindo-o para o mesmo ar ambiente a 27 °C. Determine (*a*) a taxa máxima com a qual o calor é removido do espaço refrigerado e (*b*) a taxa total com a qual o calor é rejeitado para o ar ambiente.

Respostas: (*a*) 4.982 kJ/min; (*b*) 5.782 kJ

6–108E Uma máquina térmica de Carnot recebe calor de um reservatório a 1.700 °F a uma taxa de 700 Btu/min e rejeita o calor para o ar ambiente a 80 °F. Todo o trabalho produzido pela máquina térmica é utilizado para acionar um refrigerador que remove calor do espaço refrigerado a 20 °F, transferindo-o para o mesmo ar ambiente a 80 °F. Determine (*a*) a taxa máxima com a qual o calor é removido do espaço refrigerado e (*b*) a taxa total com a qual o calor é rejeitado para o ar ambiente.

Respostas: (*a*) 4.200 Btu/min; (*b*) 4.900 Btu/min

6–109 Uma casa é estruturada de tal maneira que ela perde calor a uma taxa de 3.800 kJ/h por °C de diferença entre o ambiente interno e o externo. Uma bomba de calor que necessita de uma potência de 4 kW é usada para manter essa casa a 24 °C. Determine a temperatura externa mais baixa com a qual a bomba de calor poderá atender às necessidades dessa casa. *Resposta:* −9,5 °C

6–110 Um condicionador de ar com refrigerante-134a como fluido de trabalho é utilizado para manter uma sala a 23 °C, rejeitando o calor para o ar externo a 37 °C. A sala ganha calor pelas paredes e janelas, a uma taxa de 250 kJ/min, enquanto o calor gerado pelo conjunto formado por computador, TV e lâmpadas equivale a 900 W. O refrigerante entra no compressor como vapor saturado a 400 kPa com uma taxa de 100 L/min e sai a 1.200 kPa e 70 °C. Determine (*a*) o COP real, (*b*) o COP máximo e (*c*) a vazão volumétrica mínima de refrigerante na entrada do compressor para as mesmas condições de entrada e saída do compressor.

Respostas: (*a*) 3,45; (*b*) 21,1; (*c*) 16,3 L/min

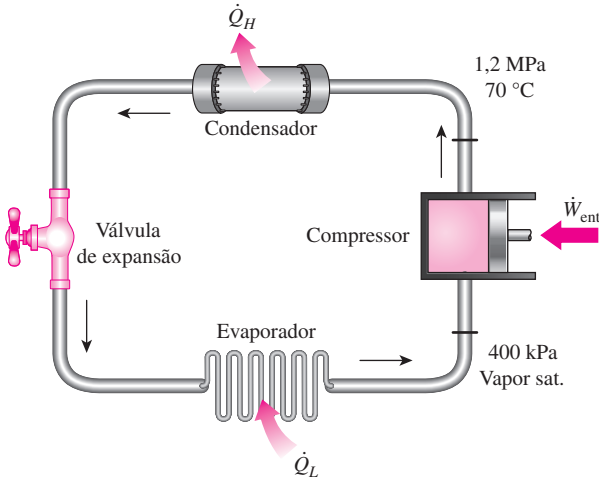


FIGURA P6–110

6–111 Calcule e trace o COP de um refrigerador completamente reversível como uma função da temperatura de um determinado sumidouro de até 500 K, com a temperatura da fonte fixada em 250 K.

6–112 Deduza uma expressão para o COP de um refrigerador completamente reversível considerando as temperaturas dos reservatórios de energia térmica (T_L e T_H).

Tópico especial: refrigeradores domésticos

6–113C Explique como é possível reduzir o consumo de energia do seu refrigerador doméstico.

6–114C Por que é importante limpar as serpentinas do condensador de um refrigerador doméstico algumas vezes por ano? Além disso, por que é importante não bloquear o fluxo de ar das serpentinas do condensador?

6–115C Por que os refrigeradores atuais são muito mais eficientes do que os fabricados no passado?

6–116C Alguém propõe que o sistema de refrigeração de um supermercado seja superdimensionado para que toda a necessidade de ar condicionado da loja possa ser atendida pelo ar refrigerado, sem que se precise instalar um sistema de ar condicionado. Qual sua opinião sobre essa proposta?

6–117C Alguém propõe que todas as necessidades de refrigeração e congelamento de um supermercado sejam atendidas com um congelador maior, capaz de fornecer ar frio suficiente a –20 °C, em vez do uso de refrigeradores e congeladores separados. Qual sua opinião sobre essa proposta?

6–118 A etiqueta "Guia de energia" de um refrigerador determina que o equipamento consumirá cerca de US$ 74 de eletricidade por ano sob condições normais de uso, caso o custo de eletricidade seja de US$ 0,07/kWh. Considerando que a eletricidade consumida pela lâmpada é desprezível e que o refrigerador consome 300 W quando em funcionamento, determine o tempo de funcionamento do refrigerador.

6–119 A iluminação interna dos refrigeradores é geralmente feita por lâmpadas incandescentes, cujos botões são acionados pela abertura da porta do refrigerador. Considere um refrigerador cuja lâmpada de 40 W permaneça ligada cerca de 60 horas por ano. Propôs-se substituir a lâmpada elétrica por outra mais eficiente, cujo consumo é de apenas 18 W – mas custa US$ 25 (compra e instalação). Considerando que o coeficiente de performance do refrigerador é de 1,3 e que a eletricidade custa US$ 0,08 por kWh, determine se a economia de consumo energético da lâmpada proposta justifica seu custo.

6–120 Para economizar energia, é geralmente recomendável que os alimentos quentes sejam primeiramente resfriados à temperatura ambiente (simplesmente esperando-se algum tempo para que isso aconteça) antes que sejam colocados no refrigerador. Apesar dessa sensata recomendação, uma pessoa continua cozinhando grandes quantidades de alimento uma vez por semana, colocando a panela no refrigerador enquanto ela ainda está quente, talvez acreditando que o dinheiro a ser economizado seja muito pouco. Mas ela diz que poderá ser convencida do contrário se você mostrar que o dinheiro a ser economizado é uma quantia significativa. A massa média da panela e de seu conteúdo é de 5 kg, e a temperatura média da cozinha é de 23 °C. Já a temperatura média do alimento é de 95 °C, quando este é retirado do fogão. O espaço refrigerado é mantido a 3 °C, e a média de calor específico do alimento e da panela pode ser considerada como 3,9 kJ/kg·°C. Considerando que o coeficiente de performance do refrigerador corresponde a 1,5 e que o custo de eletricidade é de US$ 0,10 por kWh, determine quanto

essa pessoa economizará em um ano ao simplesmente esperar até que o alimento se resfrie à temperatura ambiente antes de colocá-lo no refrigerador.

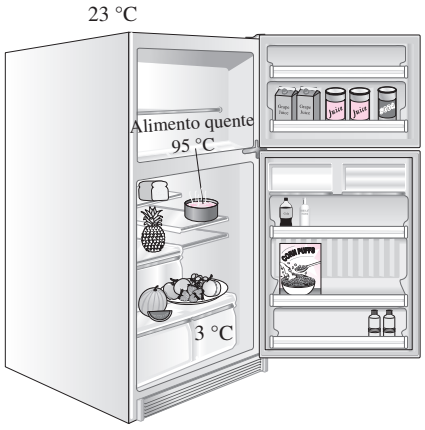


FIGURA P6–120

6–121 É comum afirmar que a porta do refrigerador deve ser aberta o menor número de vezes possível – e pelo menor tempo possível – para que assim economize-se energia. Considere um refrigerador doméstico cujo volume interno seja de 0,9 m^3 e cuja temperatura média interna corresponda a 4 °C. Em um determinado momento, um terço do espaço refrigerado está ocupado com itens alimentícios, e o 0,6 m^3 restante está preenchido com ar. A temperatura e a pressão médias da cozinha são de 20 °C e 95 kPa, respectivamente. Além disso, os teores de umidade do ar na cozinha e no refrigerador são de 0,010 kg e 0,004 kg por kg de ar; assim, 0,006 kg de vapor de água é condensado e removido de cada quilograma de ar que entra no refrigerador. A porta do refrigerador é aberta oito vezes por dia em média, e a cada vez em que isso acontece metade do volume de ar do refrigerador é substituído pelo ar mais quente da cozinha. Considerando que o coeficiente de performance do refrigerador é de 1,4 e que o custo de eletricidade corresponde a 7,5 centavos por kWh, determine o custo do desperdício de energia por ano, resultante da ação de abrir a porta do refrigerador. Qual seria sua resposta se o ar da cozinha fosse considerado muito seco e, por isso, uma quantidade desprezível de vapor de água fosse condensada no refrigerador?

Problemas de revisão

6–122 Uma máquina térmica opera com uma fonte a 1.280 K e um sumidouro a 290 K. Qual é o máximo trabalho por unidade de calor que a máquina pode remover da fonte?

6–123 Uma máquina térmica recebe calor a partir de uma fonte de calor a 1.200 °C e rejeita calor para um sumidouro a 50 °C. O trabalho máximo da máquina térmica é igual a 500 kJ. Determine o calor fornecido à máquina térmica pela fonte de calor e o calor rejeitado para o sumidouro.

6–124E Uma bomba de calor cria um efeito de aquecimento de 32.000 Btu/h para um espaço mantido a 530 R, enquanto consome 1,8 kW de energia elétrica. Qual é a temperatura mínima da fonte que satisfaz a segunda lei da termodinâmica?

Resposta: 428 R

6–125 Uma bomba de calor com COP de 2,4 é utilizada para aquecer uma casa. Enquanto está funcionando, a bomba de calor consome 8 kW de energia elétrica. Considerando que a casa esteja perdendo calor para o lado de fora a uma taxa média de 40.000 kJ/h e que a temperatura da casa é de 3 °C no momento em que a bomba é ligada, determine quanto tempo levará para que a temperatura da casa chegue a 22 °C. Considere que a casa esteja bem fechada (ou seja, não há infiltração de ar) e que toda a massa dentro da casa (ar, mobília etc.) seja equivalente a 2.000 kg de ar.

6–126E Um sistema de refrigeração usa um condensador resfriado a água para rejeitar o calor. O sistema absorve calor de um espaço a 25 °F a uma taxa de 24.000 Btu/h. A água entra no condensador a 58 °F a uma taxa de 1,45 lbm/s. O COP do sistema é estimado em 1,77. Determine (*a*) a potência para o sistema, em kW, (*b*) a temperatura da água na saída do condensador, em °F, e (*c*) o COP máximo possível do sistema. O calor específico da água é de 1,0 Btu/bm·°F.

6–127 Considere um ciclo de máquina térmica de Carnot executado em um sistema fechado, utilizando 0,01 kg de refrigerante-134a como fluido de trabalho. O ciclo tem uma eficiência de 15%, e o refrigerante-134a muda de líquido saturado para vapor saturado a 50 °C durante o processo de adição de calor. Determine o trabalho líquido por ciclo produzido por essa máquina,.

6–128 Uma bomba de calor com COP de 2,8 é utilizada para aquecer uma casa hermética. Enquanto está funcionando, a bomba de calor consome 5 kW de potência. Considerando que a temperatura da casa corresponde a 7 °C no momento em que a bomba de calor é ligada, determine quanto tempo levará para que a bomba de calor eleve a temperatura da casa para 22 °C. Essa resposta é realista ou otimista? Explique. Considere que toda a massa dentro da casa (ar, mobília, etc.) seja equivalente a 1.500 kg de ar.

Resposta: 19,2 min

6–129 Um método promissor de geração de energia envolve a coleta e o armazenamento de energia solar em um lago artificial com poucos metros de profundidade, denominado lago solar. A energia solar é absorvida em todas as partes do lago, e a temperatura da água aumenta em todos os lugares. A parte de cima do lago, porém, perde para a atmosfera muito do calor absorvido, e por isso sua temperatura cai. Essa água fria serve como isolamento da parte de baixo do lago e ajuda a aprisionar a energia. Em geral, coloca-se sal no fundo do lago para evitar que a água quente suba. Uma usina de energia que utiliza um fluido orgânico – álcool, por exemplo – como fluido de trabalho pode ser operada entre as partes de cima e de baixo do lago. Considerando que a temperatura da água seja de 35 °C nas proximidades da superfície e de 80 °C no fundo do lago, determine a eficiência térmica máxima que essa usina de energia poderá ter. É realista utilizar temperaturas de 35 °C e 80 °C nos cálculos? Explique.

Resposta: 12,7%

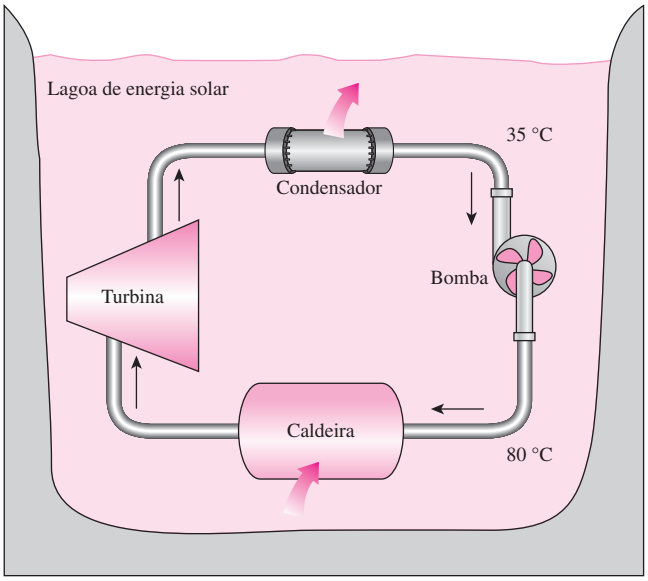


FIGURA P6–129

6–130 Considere um ciclo de máquina térmica de Carnot executado em um sistema fechado, utilizando 0,025 kg de vapor de água como fluido de trabalho. Sabe-se que a temperatura absoluta máxima do ciclo corresponde a duas vezes a temperatura absoluta mínima, e que o trabalho líquido produzido pelo ciclo é de 60 kJ. Considerando que o vapor de água muda de vapor saturado para líquido saturado durante a rejeição de calor, determine a temperatura do vapor durante o processo de rejeição de calor.

6–131 Reconsidere o Prob. 6–130. Utilizando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do trabalho líquido produzido pelo ciclo sobre a temperatura necessária para o vapor de água durante o processo de rejeição de calor. Considere uma variação de 40 kJ a 60 kJ para o trabalho líquido.

6–132 Considere um ciclo de refrigeração de Carnot executado em um sistema fechado, na região de mistura líquido-vapor saturada, utilizando 0,96 kg de refrigerante-134a como fluido de trabalho. Sabe-se que a temperatura absoluta máxima do ciclo é igual a 1,2 vez a temperatura absoluta mínima e que o trabalho líquido fornecido ao ciclo é de 22 kJ. Considerando que o refrigerante muda de vapor saturado para líquido saturado durante o processo de rejeição de calor, determine a pressão mínima do ciclo.

6–133 Reconsidere o Prob. 6–132. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do trabalho líquido fornecido sobre a pressão mínima. Varie o trabalho líquido de 10 kJ a 30 kJ. Trace um gráfico da pressão mínima do ciclo de refrigeração em função do trabalho líquido e em seguida discuta os resultados.

6–134 Considere duas máquinas térmicas de Carnot operando em série. A primeira máquina recebe calor do reservatório a 1.800 K e rejeita o calor em outro reservatório, a uma temperatura T. A segunda máquina recebe essa energia rejeitada pela primeira, converte parte da energia em trabalho e rejeita o restante em um reservatório a 300 K. Considerando que as eficiências térmicas das duas máquinas sejam iguais, determine a temperatura T. *Resposta:* 735 K

6–135E Calcule e trace a eficiência de uma máquina térmica completamente reversível como uma função da temperatura da fonte até 2.000 R, com a temperatura do sumidouro fixada em 500 R.

6–136 Uma máquina térmica de Carnot recebe calor a 900 K e rejeita calor para o ambiente a 300 K. Todo o trabalho realizado pela máquina térmica é utilizado para acionar um refrigerador de Carnot que remove calor do espaço refrigerado a −15 °C, a uma taxa de 250 kJ/min, e rejeita-o no mesmo ambiente a 300 K. Determine (*a*) a taxa de calor fornecido à máquina térmica e (*b*) a taxa total de rejeição de calor no ambiente.

6–137 Reconsidere o Prob. 6–136. Utilizando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos da temperatura da fonte da máquina térmica, da temperatura ambiente e da temperatura do espaço refrigerado sobre o fornecimento de calor necessário à máquina térmica e sobre a taxa total de rejeição de calor no ambiente. Varie a temperatura de fonte de 500 K a 1.000 K, a temperatura ambiente de 275 K a 325 K e a temperatura do espaço refrigerado de −20 °C a 0 °C. Trace um gráfico do fornecimento de calor necessário em função da temperatura da fonte considerando uma temperatura do espaço refrigerado correspondente a −15 °C e também as temperaturas ambientes de 275 K, 300 K e 325 K. Discuta os resultados.

6–138 Uma máquina térmica opera entre dois reservatórios a 800 °C e 20 °C. Metade do trabalho produzido pela máquina térmica é utilizada para acionar uma bomba de calor de Carnot, que remove calor de um ambiente frio a 2 °C e o transfere para uma casa mantida a 22 °C. Considerando que a casa perde calor a uma taxa de 62.000 kJ/h, determine a taxa mínima com a qual o calor deve ser fornecido para a máquina térmica para que a casa seja mantida a 22 °C.

6–139E Um inventor alega ter desenvolvido um refrigerador que mantém o espaço refrigerado a 35 °F funcionando em uma sala onde a temperatura é de 75 °F, cujo COP é de 13,5. Essa é uma alegação razoável?

6–140 Considere um ciclo de bomba de calor de Carnot executado em um sistema com escoamento em regime permanente, na região de mistura líquido-vapor saturado, utilizando refrigerante-134a escoando a uma taxa de 0,22 kg/s como fluido de trabalho. Sabe-se que a temperatura absoluta máxima do ciclo equivale a 1,2 vez a temperatura absoluta mínima e que a potência fornecida ao ciclo é de 5 kW. Considerando que o refrigerante muda de vapor saturado para líquido saturado durante o processo de rejeição de calor, determine a proporção das pressões máxima e mínima do ciclo.

6–141 A substituição de lâmpadas incandescentes por lâmpadas fluorescentes de baixo consumo reduz o consumo de energia de iluminação a 1/4 do que era anteriormente. A energia consumida pelas lâmpadas é, no final, convertida em calor; dessa forma, migrar para uma iluminação de baixo consumo também reduz a carga de refrigeração no verão, embora aumente a carga de aquecimento no inverno. Considere um edifício que seja aquecido por uma caldeira a gás natural – com uma eficiência de 80% – e resfriado por um equipamento de condicionamento de ar com COP de 3,5. Considerando que os custos de eletricidade representam US$ 0,08/kWh e que os custos de gás natural são de US$ 1,40/therm (1 therm = 105.500 kJ), determine se a iluminação de baixo consumo real-

mente aumentará ou reduzirá o custo total de energia do edifício (*a*) no verão e (*b*) no inverno.

6–142 Uma bomba de calor fornece energia de aquecimento a uma casa a uma taxa de 140.000 kJ/h. A casa é mantida a 25 °C. Por um período de um mês, a bomba de calor funciona durante 100 horas para transferir energia de uma fonte de calor externa à casa para o interior da casa. Considere uma bomba de calor que recebe calor de duas fontes externas de energia diferentes. Em uma aplicação, a bomba de calor recebe calor do ar externo a 0 °C. Na segunda aplicação, a bomba de calor recebe calor de um lago cuja temperatura é de 10 °C. Considerando que a eletricidade custa US$ 0,085/kWh, determine o valor máximo economizado quando se substitui o ar externo pela água do lago como fonte externa de energia.

6–143 O espaço de carga de um caminhão refrigerado com dimensões internas de 12 m × 2,3 m × 3,5 m deve ser pré-resfriado de 25 °C para uma temperatura média de 5 °C. A construção do caminhão permite a ocorrência de ganho de calor a uma taxa de 80 W/°C. Considerando uma temperatura ambiente de 25 °C, determine quanto tempo levará para que um sistema com capacidade de refrigeração de 8 kW pré-resfrie esse caminhão.

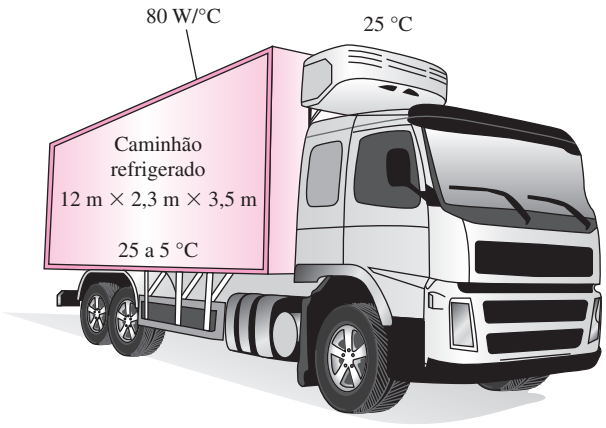


FIGURA P6–143

6–144 Um sistema de refrigeração deve resfriar uma massa média de 350 g de pães a partir de uma temperatura inicial de 30 °C até −10 °C, a uma taxa de 1.200 pães por hora, utilizando ar refrigerado a −30 °C. Considerando-se que o calor específico e o calor latente médios sejam 2,93 kJ/kg·°C e 109,3 kJ/kg, respectivamente, determine (*a*) a taxa de remoção de calor dos pães, em kJ/h; (*b*) a vazão volumétrica de ar, em m^3/h, considerando que a elevação da temperatura do ar não deve exceder 8 °C; e (*c*) o tamanho do compressor do sistema de refrigeração, em kW, para um COP do sistema de refrigeração equivalente a 1,2.

6–145 As necessidades de água potável de uma instalação com 20 funcionários devem ser atendidas por um bebedouro. O bebedouro refrigerado deve resfriar a água de 22 °C para 8 °C e fornecer água gelada a uma taxa de 0,4 litro por hora por pessoa. Calor é transferido para o reservatório da vizinhança a 25 °C, a uma taxa de 45 W. Considerando que o sistema de refrigeração tem um COP de 2,9, determine o tamanho, em W, do compressor adequado ao sistema de refrigeração desse bebedouro.

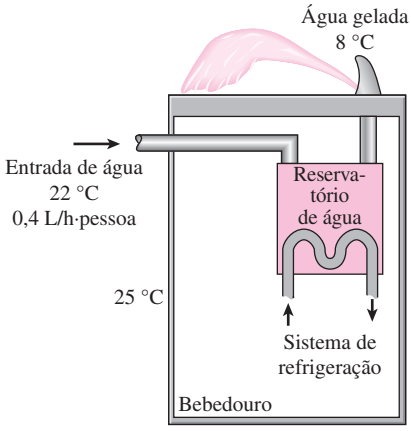


FIGURA P6–145

6–146E A nota "Guia de energia" de uma máquina de lavar indica que a lavadora consumirá US$ 33 em água quente se esta for aquecida por um aquecedor a gás, a um custo de gás natural de US$ 1,21/therm. Considerando que a lavadora é aquecida de 60 °F para 130 °F, determine quantos litros de água quente uma família de porte médio utilizará por semana. Despreze a eletricidade consumida pela lavadora e considere uma eficiência de 58% para o aquecedor a gás

6–147 Um aquecedor elétrico de água típico tem eficiência de 95% e custa US$ 250 ao ano, operando a um custo unitário de eletricidade equivalente a US$ 0,08/kWh. Um aquecedor de água típico acionado por uma bomba de calor tem COP de 3,3, mas custa cerca de US$ 800 mais para ser instalado. Determine quantos anos serão necessários para que o aquecedor de água movido a bomba de calor amortize a diferença de custo em função da energia economizada.

Aquecedor elétrico

FIGURA P6–147

© The McGraw-Hill Companies, Inc. Jill Braaten, fotógrafo.

6–148 Reconsidere o Prob. 6–147. Utilizando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos do COP da bomba de calor sobre os custos operacionais anuais e também sobre a quantidade de anos necessária para equilibrar as finanças. Considere uma variação de 2 a 5 para o COP. Trace um gráfico do período de retorno financeiro em função do COP e em seguida discuta os resultados.

6–149 O proprietário de uma casa está tentando decidir entre um forno a gás natural de alta eficiência – equivalente a 97% – e uma bomba de calor de fonte no solo cujo COP é de 3,5. Os custos unitários de eletricidade e gás natural são US$ 0,092/kWh e US$ 1,42/therm (1 therm = 105.500 kJ). Determine qual dos sistemas terá um custo menor de energia.

6–150 Os exaustores da cozinha, do banheiro e de outros cômodos de uma casa devem ser utilizados moderadamente, pois esses ventiladores podem descarregar todo o conteúdo de ar quente ou frio da casa em apenas uma hora. Considere uma casa de 200 m^2, cuja altura do teto é de 2,8 m. A casa é aquecida por um aquecedor a gás com eficiência de 96% e mantida a 22 °C e 92 kPa. Considerando que o custo unitário de gás natural equivale a US$ 1,20/therm (1 therm = 105.500 kJ), determine o custo da energia "expelida" pela ventilação em uma hora. Considere que, durante a época de aquecimento, a temperatura média externa é de 5 °C.

6–151 Repita o Prob. 6–150 para o custo de condicionamento do ar em um clima seco, a uma temperatura externa de 28 °C. Considere que o COP do sistema de condicionamento de ar seja de 2,3 e que o custo unitário de eletricidade seja de US$ 0,10/kWh.

6–152 Uma bomba de calor com refrigerante-134a como fluido de trabalho é utilizada para manter um espaço a 25 °C, removendo calor da água geotérmica que, a uma taxa de 0,065 kg/s, entra no evaporador a 60 °C e sai a 40 °C. O refrigerante entra no evaporador a 12 °C com um título de 15% e dele sai como vapor saturado à mesma pressão. Considerando que o compressor consome 1,6 kW de potência, determine (*a*) a vazão mássica do refrigerante, (*b*) a taxa de fornecimento de calor, (*c*) o COP e (*d*) a mínima potência entregue ao compressor para a mesma taxa de fornecimento de calor.

Respostas: (*a*) 0,0338 kg/s; (*b*) 7,04 kW; (*c*) 4,40; (*d*) 0,740 kW

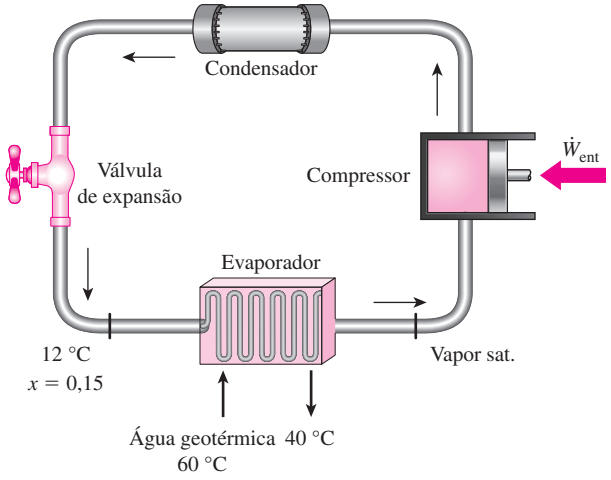


FIGURA P6–152

6–153 Água fria a 10 °C entra em um aquecedor de água a uma taxa de 0,02 m^3/min, e o deixa a 50 °C. O aquecedor de água recebe calor de uma bomba de calor que, por sua vez, recebe calor de uma fonte térmica a 0 °C.

(*a*) Considerando que a água é um líquido incompressível e não muda de fase durante a adição de calor, determine o fluxo de calor fornecido à água, em kJ/s.

(*b*) Considerando que o aquecedor de água funciona como um sumidouro de calor, com temperatura média de 30 °C, determine a potência mínima fornecida à bomba de calor, em kW.

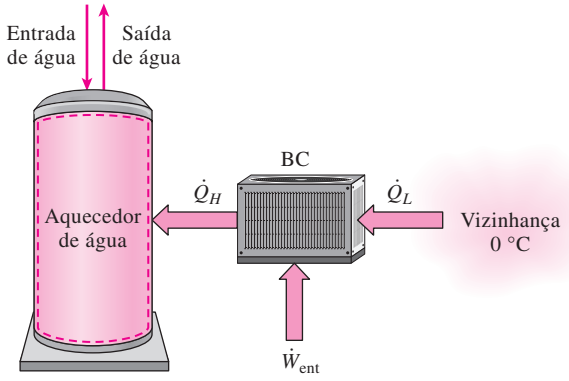


FIGURA P6–153

6–154 Uma bomba de calor recebe calor de um lago que, no inverno, apresenta uma temperatura média de 6 °C e fornece calor a uma casa com temperatura média de 27 °C.

(*a*) Considerando que a casa perde calor para a atmosfera a uma taxa de 64.000 kJ/h, determine a potência mínima fornecida para a bomba de calor, em kW.

(*b*) Um trocador de calor é utilizado para transferir energia da água de um lago para a bomba de calor. Considerando que a temperatura da água do lago diminui 5 °C à medida que escoa no trocador de calor da bomba, determine a mínima vazão em massa da água do lago, em kg/s. Despreze o efeito da bomba d'água.

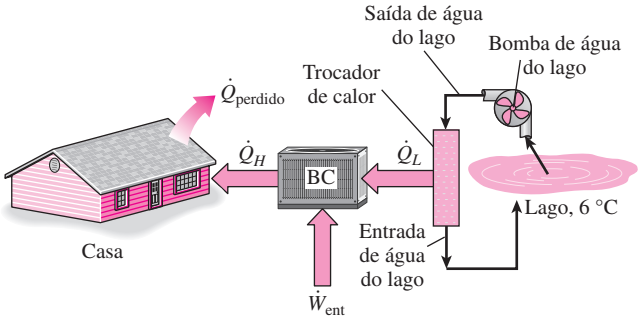


FIGURA P6–154

6–155 Prove que o COP de um refrigerador não pode exceder o coeficiente de um refrigerador completamente reversível que compartilha os mesmos reservatórios de energia térmica.

6–156 Prove que o COP de todos os refrigeradores completamente reversíveis deve ser o mesmo quando as temperaturas do reservatório são também as mesmas.

6–157 Deduza uma expressão para o COP de uma bomba de calor completamente reversível, considerando as temperaturas dos reservatórios de energia térmica, T_L e T_H.

6–158 Uma máquina térmica de Carnot está operando entre uma fonte a T_H e um sumidouro a T_L. Pretende-se duplicar a eficiência térmica dessa máquina. Qual deverá ser a nova temperatura da fonte? A temperatura do sumidouro pode ser considerada constante.

6–159 Quando se discute máquinas de Carnot, geralmente afirma-se que a máquina operando em tal ciclo esteja em equilíbrio térmico com a fonte e com o sumidouro durante os processos de adição e de rejeição de calor, respectivamente. Ou seja, $T_H{}^* = T_H$ e $T_L{}^* = T_L$, de modo que não há nenhuma irreversibilidade externa. Nesse caso, a eficiência térmica da máquina de Carnot pode ser representada por $\eta_C = 1 - T_L/T_H$.

Na realidade, porém, precisamos manter uma diferença razoável de temperatura entre os dois meios de transferência de calor a fim de obter uma taxa aceitável de transferência de calor por uma área de superfície finita do trocador de calor. As taxas de transferência de calor aqui envolvidas podem ser expressas por

$$\dot{Q}_H = (h_A)_H(T_H - T_H^*)$$
$$\dot{Q}_L = (hA)_L(T_L^* - T_L)$$

onde h e A são, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor e a área de superfície de transferência de calor. Considerando que os valores de h, A, T_H e T_L são fixos, demonstre que a potência produzida será máxima quando

$$\frac{T_L^*}{T_H^*} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}$$

Além disso, demonstre que a potência líquida máxima nesse caso é

$$\dot{W}_{C,\max} = \frac{(hA)_H T_H}{1 + (hA)_H/(hA)_L}\left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}\right]^2$$

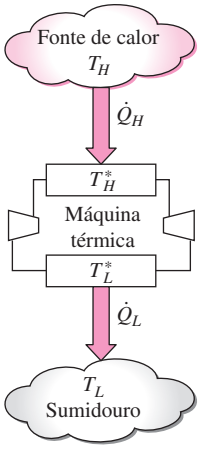


FIGURA P6–159

Problemas de múltipla escolha

6–160 Uma nota em uma máquina de lavar indica que a lavadora utilizará US$ 85 de água quente se esta for aquecida por um aquecedor elétrico com eficiência de 90%, a um custo de US$ 0,09/kWh com eletricidade. Considerando que a água seja aquecida de 18 °C para 45 °C, a quantidade de água quente que uma família padrão usará por ano é

(*a*) 11,6 tons (*b*) 15,8 tons (*c*) 27,1 tons
(*d*) 30,1 tons (*e*) 33,5 tons

6–161 Uma casa de 200 m^2 com 2,4 m de pé direito é mantida a 22 °C por um sistema de condicionamento de ar cujo COP é 3,2. Estima-se que a cozinha, banheiro e outros espaços de ventilação da casa descarregam todo o ar condicionado da casa a cada hora. Considerando que a temperatura externa média é de 32 °C e a densidade do ar equivale a 1,20 kg/m^3, e que há um custo unitário de US$ 0,10/kWh com eletricidade, a quantidade de dinheiro "jogado fora" pelos pontos de ventilação em 10 horas é de

(*a*) US$ 0,50 (*b*) US$ 1,60 (*c*) US$ 5,00
(*d*) US$ 11,00 (*e*) US$ 16,00

6–162 As necessidades de água potável de um escritório são atendidas pelo resfriamento de água da torneira em um bebedouro de água gelada. A água é resfriada de 23 °C para 6 °C a uma taxa média de 10 kg/h. Considerando que o COP desse refrigerador é de 3,1, a potência necessária para esse refrigerador será

(*a*) 197 W (*b*) 612 W (*c*) 64 W
(*d*) 109 W (*e*) 403 W

6–163 Uma bomba de calor está removendo calor do ambiente externo frio a 5 °C e fornecendo calor à casa a 25 °C, a uma taxa de 18.000 kJ/h. Considerando que a energia consumida pela bomba de calor é de 1,9 kW, o coeficiente de performance da bomba de calor será de

(*a*) 1,3 (*b*) 2,6 (*c*) 3,0
(*d*) 3,8 (*e*) 13,9

6–164 O ciclo de uma máquina térmica é executado com vapor de água na região de saturação. A pressão do vapor é de 1 MPa durante a adição de calor e 0,4 MPa durante a rejeição de calor. A mais alta eficiência possível dessa máquina térmica é

(*a*) 8,0% (*b*) 15,6% (*c*) 20,2%
(*d*) 79,8% (*e*) 100%

6–165 Uma máquina térmica recebe calor de uma fonte a 1.000 °C e rejeita o calor para um sumidouro a 50 °C. Caso forneça-se calor a essa máquina a uma taxa de 100 kJ/s, a potência máxima que essa máquina térmica poderá produzir será

(*a*) 25,4 kW (*b*) 55,4 kW (*c*) 74,6 kW
(*d*) 95,0 kW (*e*) 100,0 kW

6–166 O ciclo de uma bomba de calor é executado com R-134a na região de saturação entre os limites de pressão de 1,4 e 0,16 MPa. O coeficiente de performance máximo dessa bomba de calor é

(*a*) 1,1 (*b*) 3,8 (*c*) 4,8
(*d*) 5,3 (*e*) 2,9

6–167 Um ciclo de refrigeração é executado com R-134a na região de saturação entre os limites de pressão de 1,6 e 0,2 MPa.

Considerando que o consumo de potência do refrigerador é de 3 kW, a taxa máxima de remoção de calor do espaço refrigerado desse refrigerador será

(*a*) 0,45 kJ/s (*b*) 0,78 kJ/s (*c*) 3,0 kJ/s
(*d*) 11,6 kJ/s (*e*) 14,6 kJ/s

6–168 Uma bomba de calor com um COP de 3,2 é usada para aquecer uma casa perfeitamente vedada (sem infiltração de ar). Toda a massa dentro da casa (ar, móveis etc.) equivale a 1.200 kg de ar. A bomba é então ligada, e consome energia elétrica a uma taxa de 5 kW; antes que a bomba fosse acionada, a temperatura inicial da casa era de 7 °C. Considerando que a transferência de calor pela estrutura da casa (paredes, teto etc.) pode ser desprezada, o tempo que a bomba de calor deve funcionar para elevar a temperatura de todo o conteúdo da casa a 22 °C será de

(*a*) 13,5 min (*b*) 43,1 min (*c*) 138 min
(*d*) 18,8 min (*e*) 808 min

6–169 O ciclo de uma máquina térmica é executado com vapor de água na região de saturação entre os limites de pressão de 7 MPa e 2 MPa. Se for fornecido calor à máquina térmica a uma taxa de 150 kJ/s, a potência máxima produzida por essa máquina térmica será

(*a*) 8,1 kW (*b*) 19,7 kW (*c*) 38,6 kW
(*d*) 107 kW (*e*) 130 kW

6–170 Um sistema de condicionamento de ar que opera segundo o ciclo de Carnot reverso precisa remover calor de uma casa a uma taxa de 32 kJ/min para manter sua temperatura a 20 °C. Considerando que a temperatura do ar externo é de 35 °C, a potência necessária para operar esse sistema de condicionamento de ar será

(*a*) 0,58 kW (*b*) 3,20 kW (*c*) 1,56 kW
(*d*) 2,26 kW (*e*) 1,64 kW

6–171 Um refrigerador está removendo calor de um meio frio a 3 °C a uma taxa de 7.200 kJ/h e rejeitando o calor para um meio a 30 °C. Considerando que o coeficiente de performance do refrigerador equivale a 2, a potência consumida pelo refrigerador será

(*a*) 0,1 kW (*b*) 0,5 kW (*c*) 1,0 kW
(*d*) 2,0 kW (*e*) 5,0 kW

6–172 Duas máquinas térmicas de Carnot estão operando em série, e de tal maneira que o sumidouro de calor da primeira máquina serve como fonte de calor da segunda. Considerando que a temperatura da fonte da primeira máquina é de 1.300 K e que a temperatura do sumidouro da segunda máquina é de 300 K, e que a eficiência térmica das duas máquinas é a mesma, a temperatura do reservatório intermediário será

(*a*) 625 K (*b*) 800 K (*c*) 860 K
(*d*) 453 K (*e*) 758 K

6–173 Considere um refrigerador de Carnot e uma bomba de calor de Carnot operando entre os mesmos dois reservatórios de energia térmica. Considerando que o COP do refrigerador é de 3,4, o COP da bomba de calor será

(*a*) 1,7 (*b*) 2,4 (*c*) 3,4
(*d*) 4,4 (*e*) 5,0

6–174 Um novo refrigerador doméstico típico consome cerca de 680 kWh de eletricidade por ano e tem um coeficiente de performance de 1,4. A quantidade anual de calor removida do espaço refrigerado por esse refrigerador é

(*a*) 952 MJ/ano (*b*) 1.749 MJ/ano (*c*) 2.448 MJ/ano
(*d*) 3.427 MJ/ano (*e*) 4.048 MJ/ano

6–175 Um aparelho de condicionamento de ar de janela, que consome 1 kW de eletricidade quando em funcionamento e cujo coeficiente de performance é 3, é colocado no meio de uma sala e conectado à tomada. A taxa de refrigeração ou aquecimento que esse condicionador de ar fornecerá à sala quando em operação será de

(*a*) 3 kJ/s, refrigeração (*b*) 1 kJ/s, refrigeração
(*c*) 0,33 kJ/s, aquecimento (*d*) 1 kJ/s, aquecimento
(*e*) 3 kJ/s, aquecimento

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

6–176 Certa vez propôs-se que a função de temperatura termodinâmica deveria ser ln T em vez de T. Como essa sugestão mudaria as expressões para os índices de desempenho das máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor completamente reversíveis?

6–177 Mostre que o trabalho produzido por um processo reversível excede o produzido por um processo equivalente irreversível, considerando um peso movendo-se para baixo, com e sem atrito.

6–178 O Sol fornece energia eletromagnética para a Terra. Ele parece ter uma temperatura efetiva de aproximadamente 5.800 K. Em um dia claro de verão na América do Norte, a energia incidente sobre uma superfície voltada para a luz solar é de aproximadamente 0,95 kW/m^2. A energia eletromagnética solar pode ser convertida em energia térmica ao ser absorvida em uma superfície escurecida. Como você poderia caracterizar o potencial de trabalho de energia do Sol, quando ele deve ser usado para produzir trabalho?

6–179 Na busca para reduzir a poluição térmica e aproveitar fontes de energia renováveis, algumas pessoas propuseram que deveriam ser aproveitadas as descargas de usinas de energia elétrica, energia geotérmica e energia térmica do oceano. Embora muitas dessas fontes contenham uma quantidade enorme de energia, a quantidade de trabalho que são capazes de produzir é limitada. Como você poderia usar o potencial de trabalho para atribuir uma "qualidade energética" para essas fontes propostas? Teste sua proposta de "qualidade energética" medida aplicando-a em uma fonte térmica do oceano, onde a temperatura 30 m abaixo da superfície pode ser considerada aproximadamente 5 °C mais baixa do que na superfície. Aplique-a também para a fonte de água geotérmica, onde a temperatura entre 2 km a 3 km abaixo da superfície pode ser considerada cerca de 150 °C mais quente do que na superfície.

6–180 O trabalho máximo que pode ser produzido por uma máquina térmica pode ser aumentado com a redução da temperatura de seu sumidouro. Assim, parece lógico usar refrigeradores para resfriar o sumidouro e reduzir a sua temperatura. Qual é o engano dessa lógica?

6–181 Com um cronômetro (ou relógio) e um termômetro, faça o seguinte experimento para determinar a taxa de ganho de calor do seu refrigerador. Primeiramente, certifique-se de que a porta do refrigerador não fique aberta por pelo menos algumas horas, para que possam ser estabelecidas condições estáveis de funcionamento. Dispare o cronômetro quando o compressor parar de funcionar e marque o tempo Δt_1 em que ele fica desligado antes de ligar novamente. Então, marque o tempo Δt_2 em que ele fica ligado. Observando que o calor removido durante a fase Δt_2 é igual ao ganho de calor durante a fase $\Delta t_1 + \Delta t_2$ – e usando a energia consumida pelo refrigerador quando em funcionamento –, determine a taxa média de ganho de calor do aparelho, em W. Caso a informação não esteja disponível, considere que o COP (coeficiente de performance) de seu refrigerador equivale a 1,3.

6–182 Projete uma unidade de refrigeração por imersão em água que possa refrigerar frutas e vegetais de 30 °C para 5 °C a uma taxa de 20.000 kg/h sob as seguintes condições:

A unidade será do tipo por imersão, que refrigerará os produtos enquanto são carregados pela água em um canal. Os produtos serão colocados no canal em uma extremidade e retirados na outra extremidade. O canal pode ter até 3 m de largura e 90 cm de altura. A água deve circular e ser resfriada pelo evaporador de um sistema de refrigeração. A temperatura do refrigerante dentro das serpentinas deve ser de −2 °C, e a temperatura da água não deve ficar abaixo de 1 °C e nem exceder 6 °C.

Considerando valores razoáveis para a densidade média do produto, calor específico e porosidade (a fração do volume de ar na caixa), recomende valores razoáveis para (*a*) a velocidade da água no canal e (*b*) a capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração.

Capítulo

7

Entropia

No Cap. 6, apresentamos a segunda lei da termodinâmica e a aplicamos aos ciclos e dispositivos cíclicos. Neste capítulo, aplicamos essa lei a processos. A primeira lei da termodinâmica trata da *energia* e de sua conservação. A segunda lei leva à definição de uma nova propriedade chamada *entropia*. Essa propriedade é um tanto abstrata, sendo difícil descrevê-la fisicamente sem levar em conta o estado microscópico do sistema. Ela é melhor compreendida no estudo de suas aplicações nos processos mais comuns da engenharia, e é isso o que pretendemos fazer.

Este capítulo inicia com uma discussão da desigualdade de Clausius, que forma a base da definição da entropia. Em seguida, ele trata do princípio do aumento da entropia. Ao contrário da energia, a entropia é uma propriedade que não se conserva, não existindo portanto *conservação de entropia*. A seguir discutiremos as variações de entropia que ocorrem durante processos envolvendo substâncias puras, substâncias incompressíveis e gases ideais e examinaremos uma classe especial de processos idealizados denominados *processos isentrópicos*. Em seguida, consideraremos o trabalho reversível em regime permanente e as eficiências isentrópicas de diversos dispositivos de engenharia, como as turbinas e os compressores. Finalmente, apresentaremos o balanço de entropia e o aplicaremos a diversos sistemas.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Aplicar a segunda lei da termodinâmica a processos.
- Definir uma nova propriedade chamada *entropia* para quantificar os efeitos da segunda lei.
- Estabelecer o *princípio do aumento da entropia*.
- Calcular as variações de entropia que ocorrem durante processos envolvendo substâncias puras, substâncias incompressíveis e gases ideais.
- Examinar uma classe especial de processos idealizados, os *processos isentrópicos*, e desenvolver relações entre propriedades para esses processos.
- Derivar expressões para o trabalho reversível em regime permanente.
- Definir as eficiências isentrópicas dos diversos dispositivos com escoamento em regime permanente.
- Apresentar e aplicar o balanço de entropia a diversos sistemas.

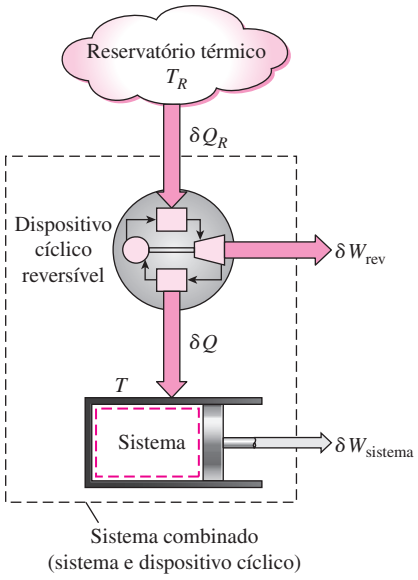


FIGURA 7–1 O sistema considerado no desenvolvimento da desigualdade de Clausius.

7–1 ENTROPIA

A segunda lei da termodinâmica com frequência leva a expressões que envolvem desigualdades. Por exemplo, uma máquina térmica irreversível (isto é, real) é menos eficiente do que uma reversível que opera entre os mesmos dois reservatórios de energia térmica. Da mesma forma, um refrigerador (ou uma bomba de calor) irreversível tem um coeficiente de performance (COP) mais baixo do que um refrigerador (ou uma bomba de calor) reversível que opera entre os mesmos limites de temperatura. Outra desigualdade com consequências importantes para a termodinâmica é a **desigualdade de Clausius**. Ela foi enunciada pelo físico alemão R. J. E. Clausius (1822-1888), um dos fundadores da termodinâmica, e é expressa por

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Ou seja, *a integral cíclica de $\delta Q/T$ é sempre menor ou igual a zero*. Essa desigualdade é válida para todos os ciclos, reversíveis e irreversíveis. O símbolo $\oint$ (símbolo da integral com um círculo no meio) é utilizado para indicar que a integração deve ser realizada ao longo de todo o ciclo. Todo calor transferido de ou para um sistema pode ser considerado como se consistisse de quantidades de calor infinitesimais. Então, a integral cíclica de $\delta Q/T$ pode ser vista como a soma de todas essas quantidades de calor infinitesimais divididas pela temperatura da fronteira.

Para demonstrar a validade da desigualdade de Clausius, tomemos um sistema conectado a um reservatório de energia térmica à temperatura T_R (absoluta) constante através de um dispositivo cíclico *reversível* (Fig. 7–1). O dispositivo cíclico recebe calor δQ_R do reservatório e fornece calor δQ ao sistema, cuja temperatura naquela parte da fronteira é T (uma variável) à medida que produz trabalho δW_{rev}. O sistema produz trabalho $\delta W_{sistema}$ como resultado dessa transferência de calor. A aplicação do balanço de energia ao sistema combinado identificado pelas linhas tracejadas resulta em

$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

onde δW_c é o trabalho total do sistema combinado ($\delta W_{rev} + \delta W_{sistema}$) e dE_C é a variação da energia total do sistema combinado. Considerando o dispositivo cíclico *reversível*, temos

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

onde o sinal de δQ é determinado com relação ao sistema (positivo se for *para* o sistema e negativo se for *do* sistema) e o sinal de δQ_R é determinado com relação ao dispositivo cíclico reversível. Eliminando δQ_R das duas relações anteriores, temos

$$\delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

Façamos agora com que o sistema execute um ciclo, enquanto o dispositivo cíclico completa um número de ciclos. Desse modo, a relação anterior torna-se

$$W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

pois a integral da energia ao longo do ciclo (ou seja, a variação líquida da energia, que é uma propriedade) é nula. Aqui, W_C é a integral cíclica de δW_C, e representa o trabalho líquido do ciclo combinado.

O sistema combinado está trocando calor com um único reservatório de energia térmica enquanto envolve (realiza ou consome) trabalho W_C durante um ciclo. Com base no enunciado de Kelvin-Planck para a segunda lei da termodinâmica, que diz que *nenhum sistema pode produzir uma quantidade líquida de trabalho enquanto opera em um ciclo e troca calor com um único reservatório de energia térmica,* deduzimos que W_C não pode ser uma saída de trabalho e, portanto, não pode ser uma quantidade positiva. Considerando que T_R é uma temperatura termodinâmica (absoluta) e, portanto, uma quantidade positiva, devemos ter

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \qquad \textbf{(7–1)}$$

que é a *desigualdade de Clausius*. Essa desigualdade é válida para todos os ciclos termodinâmicos, reversíveis e irreversíveis, incluindo os ciclos de refrigeração.

Se não ocorrerem irreversibilidades no interior do sistema e no dispositivo cíclico reversível, então o ciclo pelo qual o sistema combinado passou é internamente reversível. Como tal, ele pode ser revertido. No caso do ciclo reverso, todas as quantidades têm a mesma magnitude, mas com sinal oposto. Assim, o trabalho W_C, que não poderia ser uma quantidade positiva no caso normal, não pode ser uma quantidade negativa no caso reverso. Dessa forma, $W_{C,\,\text{int rev}} = 0$, uma vez que não pode ser nem uma quantidade positiva nem negativa e, portanto,

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = 0 \qquad \textbf{(7–2)}$$

para os ciclos internamente reversíveis. Portanto, concluímos que *a igualdade na desigualdade de Clausius vale para os ciclos totalmente ou apenas internamente reversíveis, assim como a desigualdade vale para os ciclos irreversíveis.*

Para desenvolver uma relação que defina a entropia, examinemos a Eq. 7–2 mais detalhadamente. Temos aqui uma grandeza cuja integral cíclica é nula. Pensemos um instante sobre os tipos de grandeza física que têm essa característica. Sabemos que a integral cíclica do *trabalho* não é nula. (E é bom que seja assim. Caso contrário, as máquinas térmicas que operam em um ciclo, como as usinas de potência a vapor, produziriam trabalho líquido zero.) O mesmo acontece com a integral cíclica do calor.

Consideremos agora o volume ocupado por um gás em um arranjo pistão-cilindro que executa um ciclo, como mostra a Fig. 7–2. Quando o pistão retorna à sua posição inicial ao final do ciclo, o volume ocupado pelo gás também retorna ao seu valor inicial. Assim, a variação líquida de volume durante um ciclo é zero. Isso também é expresso por

$$\oint dV = 0 \qquad \textbf{(7–3)}$$

Ou seja, a integral cíclica do volume (ou de qualquer outra propriedade) é nula. Uma grandeza cuja integral cíclica é nula depende apenas do *estado* e não da trajetória do processo e, portanto, é uma propriedade. Assim, a grandeza $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ deve representar uma propriedade na forma diferencial.

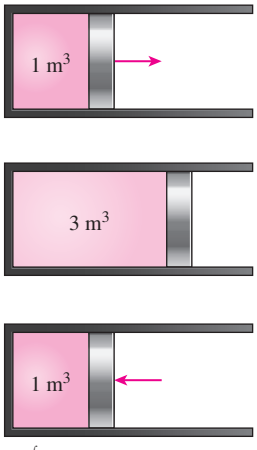


FIGURA 7–2 A variação líquida do volume (uma propriedade) durante um ciclo é sempre zero.

Clausius percebeu em 1865 que havia descoberto uma nova propriedade termodinâmica e chamou essa propriedade de **entropia**. Ela é designada pelo símbolo S e é definida por

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7–4}$$

A entropia de um sistema é uma propriedade extensiva, também chamada de *entropia total*. A entropia por unidade de massa (entropia específica), designada por s, é uma propriedade intensiva e tem unidade de kJ/kg · K. O termo *entropia* costuma ser usado para se referir tanto à entropia total como à entropia específica, uma vez que o contexto geralmente faz a distinção.

A variação da entropia de um sistema durante um processo pode ser determinada pela integração da Eq. 7–4 entre os estados inicial e final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7–5}$$

Observe que, na verdade, definimos a *variação* da entropia em vez da entropia propriamente dita, assim como definimos a variação da energia em vez da energia propriamente dita quando desenvolvemos a expressão da primeira lei da termodinâmica. Valores absolutos de entropia são determinados com base na terceira lei da termodinâmica, que será discutida mais adiante neste capítulo. Em geral, engenheiros estão interessados nas *variações* de entropia. A entropia de uma substância, portanto, pode receber um valor zero em algum estado de referência escolhido arbitrariamente, e os valores da entropia em outros estados podem ser determinados a partir da Eq. 7–5 selecionando o estado 1 como referência ($S = 0$) e o estado 2 como aquele no qual a entropia deve ser determinada.

Para a execução da integração da Eq. 7–5 é preciso conhecer a relação entre Q e T durante um processo. Essa relação raramente encontra-se disponível, e a integral da Eq. 7–5 pode ser resolvida somente em alguns casos especiais. Na maioria dos casos, temos de utilizar os dados tabelados para a entropia.

Observe que a entropia é uma propriedade e, assim como todas as outras propriedades, ela tem valores fixos em estados fixos. Desse modo, a variação da entropia ΔS entre dois estados especificados é a mesma, independentemente da trajetória (reversível ou irreversível) que é seguida durante um processo (Fig. 7–3).

Observe também que a integral de $\delta Q/T$ nos fornece o valor da variação da entropia *apenas quando* a integração é realizada ao longo de uma trajetória *internamente reversível* entre os dois estados. A integral de $\delta Q/T$ ao longo de uma trajetória irreversível não é uma propriedade e, em geral, valores diferentes serão obtidos quando a integração for realizada ao longo de trajetórias irreversíveis diferentes. Dessa maneira, mesmo nos processos irreversíveis, a variação da entropia deve ser determinada pela realização dessa integração ao longo de alguma trajetória *imaginária* internamente reversível e convenientemente escolhida entre os estados especificados.

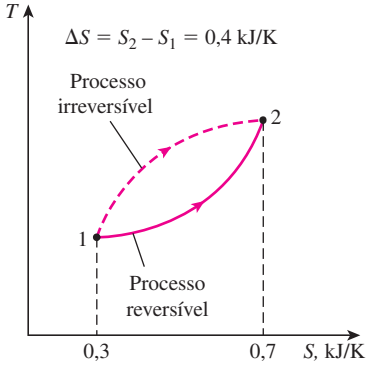


FIGURA 7–3 A variação da entropia entre dois estados especificados é a mesma, seja o processo reversível ou irreversível.

Um caso especial: processos de transferência de calor isotérmicos e internamente reversíveis

Você deve lembrar que os processos de transferência de calor isotérmicos são internamente reversíveis. Assim, a variação da entropia de um sistema durante um processo de transferência de calor isotérmico e internamente reversível pode ser determinada pela integração da Eq. 7–5:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0}\right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0}\int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}}$$

a qual se reduz a

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7–6}$$

onde T_0 é a temperatura constante do sistema e Q é o calor transferido durante o processo internamente reversível. A Eq. 7–6 é particularmente útil para determinar as variações de entropia de reservatórios de energia térmica que podem absorver ou fornecer calor indefinidamente a temperaturas constantes.

Observe que a variação da entropia de um sistema durante um processo isotérmico internamente reversível pode ser positiva ou negativa, dependendo da direção da transferência de calor. A transferência de calor para um sistema aumenta a sua entropia, enquanto a transferência de calor de um sistema a diminui. Na verdade, a perda de calor é a única forma pela qual a entropia de um sistema pode ser reduzida.

EXEMPLO 7–1 Variação de entropia durante um processo isotérmico

Um arranjo pistão-cilindro contém uma mistura de água líquida e vapor de água a 300 K. Durante um processo a pressão constante, 750 kJ de calor são transferidos para a água. Como consequência, parte do líquido do cilindro é vaporizada. Determine a variação de entropia da água durante o processo.

SOLUÇÃO Calor é transferido para uma mistura de água líquida e vapor de água em um arranjo pistão-cilindro a pressão constante. A variação de entropia da água deve ser determinada.

Hipótese Não ocorre nenhuma irreversibilidade no interior das fronteiras do sistema durante o processo.

Análise Definimos *toda a água* (líquido + vapor) do cilindro como o sistema (Fig. 7–4). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que a temperatura do sistema permanece constante em 300 K durante o processo, uma vez que a temperatura de uma substância pura permanece constante e igual ao valor de saturação durante um processo de mudança de fase a pressão constante.

O sistema passa por um processo isotérmico internamente reversível, portanto a variação de sua entropia pode ser determinada diretamente pela Eq. 7–6 como

$$\Delta S_{\text{sistema, isotérmico}} = \frac{Q}{T_{\text{sistema}}} = \frac{750\ \text{kJ}}{300\ \text{K}} = \mathbf{2{,}5\ kJ/K}$$

Discussão Observe que a variação da entropia do sistema é positiva, como era esperado, uma vez que a transferência de calor ocorre *para* o sistema.

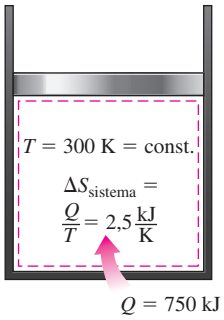


FIGURA 7–4 Esquema para o Exemplo 7–1.

7–2 O PRINCÍPIO DO AUMENTO DA ENTROPIA

Considere um ciclo formado por dois processos: o processo 1-2, que é arbitrário (reversível ou irreversível), e o processo 2-1, que é internamente reversível, como mostra a Fig. 7–5. Da desigualdade de Clausius,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$

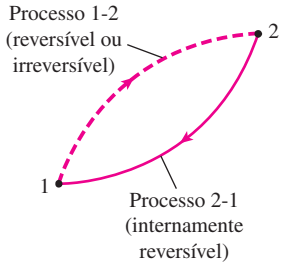


FIGURA 7–5 Um ciclo composto de um processo reversível e um processo irreversível.

ou

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \leq 0$$

A segunda integral da relação anterior é reconhecida como a variação de entropia $S_1 - S_2$. Portanto,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

a qual pode ser reescrita como

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \tag{7–7}$$

Podemos escrever a Eq. 7–7 na forma diferencial

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \tag{7–8}$$

onde valem a igualdade para um processo internamente reversível e a desigualdade para um processo irreversível. Podemos concluir a partir dessas equações que a variação da entropia de um sistema fechado durante um processo irreversível é maior que a integral de $\delta Q/T$ avaliada para esse processo. No caso-limite de um processo reversível, esses dois valores tornam-se iguais. Enfatizamos novamente que nas expressões anteriores T é a *temperatura termodinâmica* na *fronteira,* na qual o calor diferencial δQ é transferido entre o sistema e a vizinhança.

A quantidade $\Delta S = S_2 - S_1$ representa a *variação de entropia* do sistema. Em um processo reversível, ela torna-se igual a $\int_1^2 \delta Q/T$, que representa a *transferência de entropia* por meio do calor.

O sinal de desigualdade das relações anteriores é uma lembrança constante de que a variação da entropia de um sistema fechado durante um processo irreversível é sempre maior que a *transferência de entropia*. Ou seja, a entropia é *gerada* ou *criada* durante um processo irreversível, e essa geração deve-se totalmente à presença de irreversibilidades. A entropia gerada durante um processo é chamada de **geração de entropia** e é indicada por S_{ger}. Observando que a diferença entre a variação da entropia de um sistema fechado e a transferência de entropia é igual à geração de entropia, a Eq. 7–7 também pode ser reescrita como uma igualdade

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{ger}} \tag{7–9}$$

Observe que a geração da entropia S_{ger} é sempre uma quantidade *positiva* ou nula. Esse valor depende do processo e, portanto, *não* é uma propriedade do sistema. Da mesma forma, na ausência de transferência de entropia, a variação da entropia de um sistema é igual à geração de entropia.

A Eq. 7–7 tem implicações abrangentes na termodinâmica. Para um sistema isolado (ou simplesmente um sistema fechado adiabático), a transferência de calor é zero e a Eq. 7–7 se reduz a

$$\Delta S_{\text{isolado}} \geq 0 \tag{7–10}$$

Essa equação pode ser expressa como: *a entropia de um sistema isolado durante um processo sempre aumenta ou, no caso-limite de um processo reversível, permanece constante*. Em outras palavras, ela *nunca* diminui. Isso é conhecido como o **princípio do aumento da entropia**. Observe que, na ausência de transferência de calor, a variação de entropia se deve apenas às irreversibilidades, e seu efeito é sempre o aumento da entropia.

Entropia é uma propriedade extensiva e, portanto, a entropia total de um sistema é igual à soma das entropias das partes do sistema. Um sistema isolado pode ser formado por um número qualquer de subsistemas (Fig. 7–6). Um sistema e sua vizinhança, por exemplo, constituem um sistema isolado, uma vez que ambos podem ser envolvidos por uma fronteira arbitrária suficientemente grande através da qual não há transferência de calor, realização de trabalho ou fluxo de massa (Fig. 7–7). Portanto, um sistema e sua vizinhança podem ser vistos como dois subsistemas de um sistema isolado, e a variação da entropia desse sistema isolado durante um processo é a soma das variações da entropia do sistema e de sua vizinhança, que é igual à geração de entropia, já que em um sistema isolado não há transferência de entropia. Ou seja,

$$S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{viz}} \geq 0 \qquad \textbf{(7–11)}$$

onde valem a igualdade para os processos reversíveis e a desigualdade para os irreversíveis. Observe que ΔS_{viz} se refere à variação da entropia da vizinhança como consequência da ocorrência do processo.

Como nenhum processo real é verdadeiramente reversível, podemos concluir que alguma entropia é gerada durante um processo e, portanto, a entropia do universo, que pode ser considerado um sistema isolado, está aumentando continuamente. Quanto mais irreversível for um processo, maior será a entropia gerada. Nenhuma entropia é gerada durante processos reversíveis ($S_{\text{ger}} = 0$).

O aumento da entropia do universo é uma grande preocupação não apenas para os engenheiros, mas também para os filósofos, teólogos, economistas e ambientalistas, uma vez que a entropia é vista como uma medida da desordem (ou da "desorganização") do universo.

O princípio do aumento da entropia não significa que a entropia de um sistema não possa diminuir. A variação da entropia de um sistema *pode* ser negativa durante um processo (Fig. 7–8), mas a geração da entropia não pode. O princípio do aumento da entropia pode ser resumido da seguinte maneira:

$$S_{\text{ger}} \begin{cases} > 0 & \text{Processo irreversível} \\ = 0 & \text{Processo reversível} \\ < 0 & \text{Processo impossível} \end{cases}$$

Essa relação serve como critério para determinar se um processo é reversível, irreversível ou impossível.

Na natureza, as coisas têm a tendência de mudar até atingirem um estado de equilíbrio. O princípio do aumento da entropia diz que a entropia de um sistema isolado aumenta até que a entropia do sistema atinja um valor *máximo*. Nesse ponto, dizemos que o sistema atingiu um estado de equilíbrio, uma vez que o princípio do aumento da entropia proíbe o sistema de passar por qualquer mudança de estado que resulte em uma diminuição da entropia.

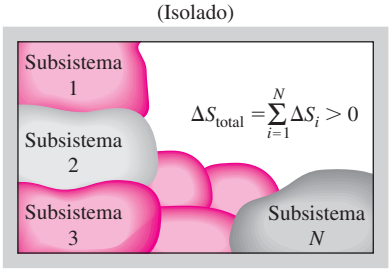


FIGURA 7–6 A variação da entropia de um sistema isolado é a soma das variações da entropia de seus componentes e nunca é menor do que zero.

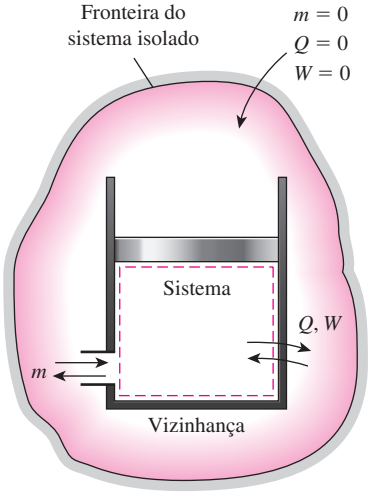
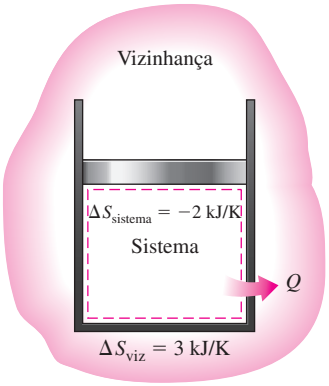


FIGURA 7–7 Um sistema e sua vizinhança formam um sistema isolado.



$S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{viz}} = 1$ kJ/K

FIGURA 7–8 A variação da entropia de um sistema pode ser negativa, mas a geração da entropia não.

Algumas observações sobre a entropia

A partir da discussão anterior podemos tirar as seguintes conclusões:

1. Processos podem ocorrer apenas em *determinada* direção, e não em *qualquer* direção. Um processo deve avançar na direção compatível com o princípio do aumento da entropia, ou seja, $S_{ger} \geq 0$. Um processo que viola esse princípio é definido como impossível.
2. A entropia é uma *propriedade que não se conserva*, e *não* existe um *princípio de conservação da entropia*. A entropia é conservada apenas durante processos reversíveis idealizados e aumenta durante *todos* os processos reais.
3. O desempenho dos sistemas de engenharia é degradado pela presença de irreversibilidades, e a *geração de entropia* é uma medida das magnitudes das irreversibilidades presentes durante um processo. Quanto mais graves forem as irreversibilidades, maior será a geração de entropia. Assim, a geração de entropia pode ser usada como uma medida quantitativa das irreversibilidades associadas a um processo. Ela pode também ser usada para estabelecer critérios de desempenho de dispositivos de engenharia. Essa questão é ilustrada com mais detalhes pelo Exemplo 7–2.

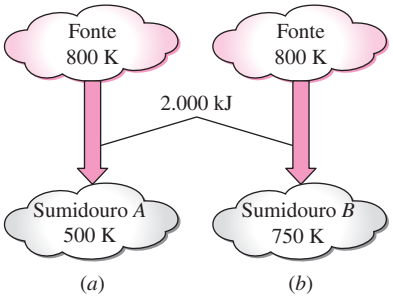


FIGURA 7–9 Esquema para o Exemplo 7–2.

EXEMPLO 7–2 Geração de entropia durante processos de transferência de calor

Uma fonte de calor a 800 K perde 2.000 kJ de calor para um sumidouro a (*a*) 500 K e (*b*) 750 K. Determine qual processo de transferência de calor é mais irreversível.

SOLUÇÃO Calor é transferido de uma fonte para dois sumidouros a temperaturas diferentes. O processo de transferência de calor mais irreversível deve ser determinado.

Análise A Fig. 7–9 mostra um esquema dos reservatórios. Os dois casos envolvem transferência de calor com diferença de temperatura finita e, portanto, ambos são irreversíveis. A magnitude da irreversibilidade associada a cada processo pode ser determinada pelo cálculo da variação de entropia total em cada caso. A variação de entropia total para um processo de transferência de calor envolvendo dois reservatórios (uma fonte e um sumidouro) é a soma das variações de entropia em cada reservatório, uma vez que os dois reservatórios formam um sistema adiabático.

Ou será que não? O enunciado do problema dá a impressão de que os dois reservatórios estão em contato direto durante o processo de transferência de calor. Mas esse não parece ser o caso, já que a temperatura em determinado ponto só pode ter um valor e, por isso, não pode ser 800 K de um lado do ponto de contato e 500 K do outro lado. Em outras palavras, a função temperatura não pode apresentar uma descontinuidade. Assim, é razoável admitir que os dois reservatórios estão separados por uma partição através da qual a temperatura cai de 800 K de um lado para até 500 K (ou 750 K) do outro lado. Portanto, a variação da entropia da partição também deve ser considerada ao avaliar a variação de entropia total nesse processo. Entretanto, lembrando que a entropia é uma propriedade e que os valores das propriedades dependem do estado de um sistema, podemos argumentar que a variação da entropia da partição é zero, uma vez que a partição parece ter passado por um processo em *regime permanente* e, portanto, não sofreu nenhuma alteração em suas propriedades em nenhum ponto. Baseamos esse argumento no fato de que a temperatura em ambos os lados da partição (e, portanto, em toda sua extensão), permanece constante

durante o processo. Assim, admitimos justificadamente que $\Delta S_{\text{partição}} = 0$, uma vez que a entropia (bem como a energia) da partição permanece constante durante o processo.

A variação de entropia em cada reservatório pode ser determinada pela Eq. 7–6, já que cada reservatório passa por um processo isotérmico internamente reversível.

(*a*) Para o processo de transferência de calor considerando um sumidouro a 500 K:

$$\Delta S_{\text{fonte}} = \frac{Q_{\text{fonte}}}{T_{\text{fonte}}} = \frac{-2.000\ \text{kJ}}{800\ \text{K}} = -2{,}5\ \text{kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sumidouro}} = \frac{Q_{\text{sumidouro}}}{T_{\text{sumidouro}}} = \frac{2.000\ \text{kJ}}{500\ \text{K}} = +4{,}0\ \text{kJ/K}$$

e

$$S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{fonte}} + \Delta S_{\text{sumidouro}} = (-2{,}5 + 4{,}0)\ \text{kJ/K} = \mathbf{1{,}5\ kJ/K}$$

Assim, 1,5 kJ/K de entropia é gerado durante esse processo. Observando que ambos os reservatórios passaram por processos internamente reversíveis, toda a geração de entropia ocorreu na partição.

(*b*) Repetindo os cálculos da parte (*a*) para uma temperatura do sumidouro de 750 K, obtemos

$$\Delta S_{\text{fonte}} = -2{,}5\ \text{kJ/k}$$

$$\Delta S_{\text{sumidouro}} = +2{,}7\ \text{kJ/K}$$

e

$$S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{total}} = (-2{,}5 + 2{,}7)\ \text{kJ/K} = \mathbf{0{,}2\ kJ/K}$$

A variação de entropia total do processo (*b*) é menor e, portanto, menos irreversível. Isso era esperado, uma vez que o processo (*b*) envolve uma diferença de temperatura menor e, portanto, uma menor irreversibilidade.

Discussão As irreversibilidades associadas a ambos os processos poderiam ser eliminadas pela operação de uma máquina térmica de Carnot entre a fonte e o sumidouro. Nesse caso é possível mostrar que $\Delta S_{\text{total}} = 0$.

7–3 VARIAÇÃO DA ENTROPIA DE SUBSTÂNCIAS PURAS

A entropia é uma propriedade e, portanto, o valor da entropia de um sistema é fixo uma vez estabelecido o estado do sistema. A especificação de duas propriedades intensivas independentes determina o estado de um sistema compressível simples e o valor da entropia, bem como os valores de outras propriedades daquele estado. A partir de uma relação que a defina, a variação da entropia de uma substância pode ser expressa por outras propriedades (consulte a Seção 7–7). Entretanto, tais relações são em geral muito complicadas, e seu uso não é prático no caso de cálculos manuais. Assim, usando um estado de referência adequado, entropias de substâncias são avaliadas a partir de dados experimentais e cálculos complementares bastante complicados, e os resultados são tabelados da mesma forma que outras propriedades como v, u e h (Fig. 7–10).

Os valores de entropia nas tabelas de propriedades são fornecidos com relação a um estado de referência arbitrário. Nas tabelas de vapor de água, a entropia do

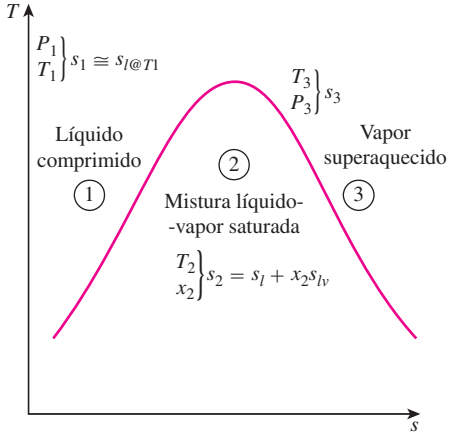


FIGURA 7–10 A entropia de uma substância pura é determinada a partir de tabelas (assim como as outras propriedades).

líquido saturado s_l a 0,01 °C recebe o valor zero. Para o refrigerante-134a, o valor zero é atribuído ao líquido saturado a −40 °C. Os valores de entropia tornam-se negativos a temperaturas abaixo do valor de referência.

O valor da entropia em um dado estado é determinado assim como qualquer outra propriedade. Nas regiões de líquido comprimido e vapor superaquecido, esse valor pode ser obtido diretamente das tabelas para aquele estado. Nas regiões de mistura saturada, ele é determinado a partir de

$$s = s_l + x s_{lv} \qquad (\text{kJ/kg·K})$$

onde x é o título e os valores s_l e s_{lv} estão listados nas tabelas de saturação. Na ausência de dados para o líquido comprimido, a entropia do líquido comprimido pode ser aproximada pela entropia do líquido saturado na mesma temperatura:

$$s_{@\,T,\,P} \cong s_{l\,@\,T} \qquad (\text{kJ/kg·K})$$

A variação da entropia de uma massa m (um sistema fechado) durante um processo é simplesmente

$$\Delta S = m\Delta s = m(s_2 - s_1) \qquad (\text{kJ/K}) \qquad \textbf{(7–12)}$$

na qual é a diferença entre os valores de entropia nos estados final e inicial.

Ao estudar os aspectos da segunda lei da termodinâmica relacionados a processos, a entropia é normalmente usada como uma coordenada em diagramas como *T-s* e *h-s*. As características gerais do diagrama *T-s* para substâncias puras são mostradas na Fig. 7–11 usando os dados da água. Observe que nesse diagrama as linhas de volume constante são mais inclinadas do que as linhas de pressão constante, e as linhas de pressão constante são paralelas às linhas de temperatura constante na região de saturação. Da mesma forma, as linhas de pressão constante quase coincidem com a linha de líquido saturado na região de líquido comprimido.

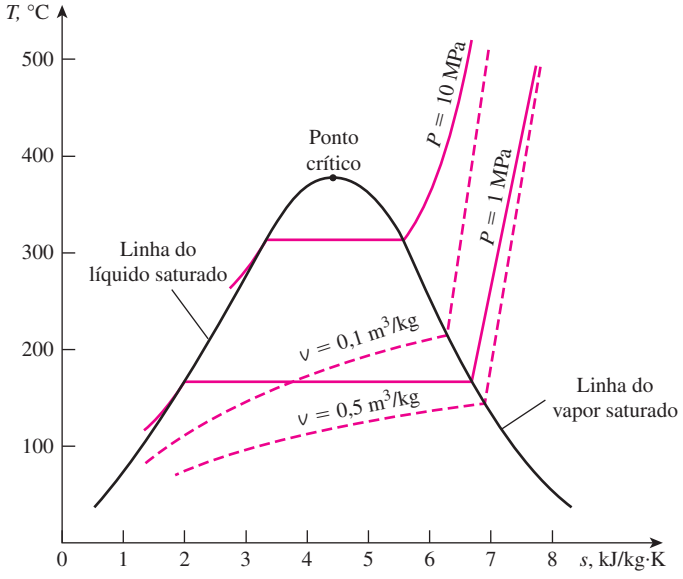


FIGURA 7–11 Esquema do diagrama *T-s* da água.

EXEMPLO 7–3 Variação da entropia de uma substância em um tanque

Um tanque rígido contém 5 kg de refrigerante-134a que inicialmente está a 20 °C e 140 kPa. O refrigerante é resfriado enquanto é agitado até sua pressão cair a 100 kPa. Determine a variação da entropia do refrigerante durante o processo.

SOLUÇÃO O refrigerante de um tanque rígido é resfriado. A variação da entropia do refrigerante deve ser determinada.

Hipótese O volume do tanque é constante, portanto $v_2 = v_1$.

Análise Definimos o refrigerante como o *sistema* (Fig. 7–12). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que a variação da entropia de uma substância durante um processo é simplesmente a diferença entre os valores de entropia nos estados final e inicial. O estado inicial do refrigerante está completamente especificado.

Reconhecendo que o volume específico permanece constante durante esse processo, as propriedades do refrigerante em ambos os estados são

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 140\ \text{kPa} \\ T_1 = 20\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_1 = 1{,}0624\ \text{kJ/kg·K} \\ v_1 = 0{,}16544\ \text{m}^3\text{/kg} \end{matrix}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 100\ \text{kPa} \\ (v_2 = v_1) \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} v_l = 0{,}0007259\ \text{m}^3\text{/kg} \\ v_v = 0{,}19254\ \text{m}^3\text{/kg} \end{matrix}$$

No estado final, o refrigerante é uma mistura saturada de líquido e vapor, uma vez que $v_l < v_2 < v_v$ está à pressão de 100 kPa. Assim, em primeiro lugar, precisamos determinar o título:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_l}{v_{lv}} = \frac{0{,}16544 - 0{,}0007259}{0{,}19254 - 0{,}0007259} = 0{,}859$$

Assim,

$$s_2 = s_l + x_2 s_{lv} = 0{,}07188 + (0{,}859)(0{,}87995) = 0{,}8278\ \text{kJ/kg·K}$$

Dessa forma, a variação da entropia do refrigerante durante esse processo é

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (5\ \text{kg})(0{,}8278 - 1{,}0624)\ \text{kJ/kg·K}$$
$$= \mathbf{-1{,}173\ kJ/K}$$

Discussão O sinal negativo indica que a entropia do sistema está diminuindo durante esse processo. Entretanto, isso não é uma violação da segunda lei, uma vez que é a *geração da entropia* S_{ger} que não pode ser negativa.

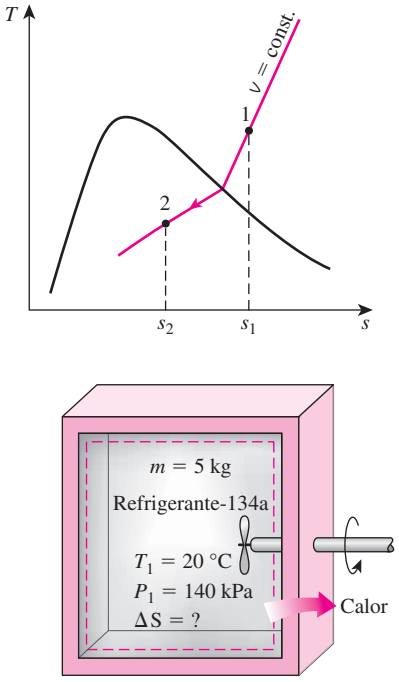


FIGURA 7–12 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–3.

EXEMPLO 7–4 Variação de entropia durante um processo a pressão constante

Um arranjo pistão-cilindro inicialmente contém 3 lbm de água líquida a 20 psia e 70 °F. A água agora é aquecida a pressão constante com adição de 3.450 Btu de calor. Determine a variação de entropia da água durante o processo.

SOLUÇÃO Água líquida em um arranjo pistão-cilindro é aquecida a uma pressão constante. A variação de entropia da água durante o processo deve ser determinada.

(*continua*)

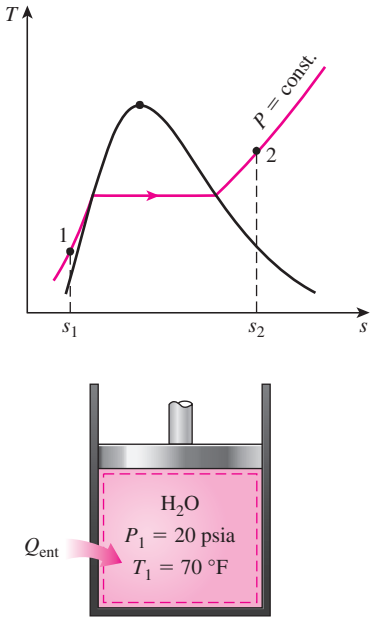


FIGURA 7–13 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–4.

(*continuação*)

Hipóteses **1** O tanque é estacionário, e as variações das energias cinética e potencial são zero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. **2** O processo é de quase-equilíbrio. **3** A pressão é mantida constante durante o processo, e assim $P_2 = P_1$.

Análise Definimos a água no cilindro como o *sistema* (Fig. 7–13). Esse é um *sistema fechado* desde que nenhuma massa atravesse a sua fronteira durante o processo. Observe que um dispositivo pistão-cilindro típico envolve movimento de fronteira e portanto trabalho de fronteira W_b. Calor também é transferido para o sistema.

No estado inicial, a água encontra-se como um líquido comprimido desde que sua pressão seja maior que a pressão de saturação de 0,3632 psia a 70 °F. Aproximando o líquido comprimido como um líquido saturado na temperatura dada, as propriedades do estado inicial são

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{aligned} P_1 &= 20 \text{ psia} \\ T_1 &= 70\ ^\circ\text{F} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_1 &\cong s_{l\,@\,70^\circ\text{F}} = 0{,}07459 \text{ Btu/lbm·R} \\ h_1 &\cong h_{l\,@\,70^\circ\text{F}} = 38{,}08 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

No estado final, a pressão ainda está a 20 psia, mas necessitamos de mais uma propriedade fixa do estado. Essa propriedade é determinada do balanço de energia,

$$\underbrace{E_{ent} - E_{sai}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$\begin{aligned} Q_{ent} - W_f &= \Delta U \\ Q_{ent} &= \Delta H = m(h_2 - h_1) \\ 3.450 \text{ Btu} &= (3 \text{ lbm})(h_2 - 38{,}08 \text{ Btu/lbm}) \\ h_2 &= 1.188{,}1 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}$$

desde que $\Delta U + W_f = \Delta H$ para um processo de quase-equilíbrio a pressão constante.

Então,

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{aligned} P_2 &= 20 \text{ psia} \\ h_2 &= 1.188{,}1 \text{ Btu/lbm} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_2 &= 1{,}7761 \text{ Btu/lbm·R} \\ &\text{(Tab. A–6E, interpolação)} \end{aligned}$$

Portanto, a variação de entropia da água durante esse processo é

$$\begin{aligned} \Delta S = m(s_2 - s_1) &= (3 \text{ lbm})(1{,}7761 - 0{,}07459) \text{ Btu/lbm·R} \\ &= \mathbf{5{,}105 \text{ Btu/R}} \end{aligned}$$

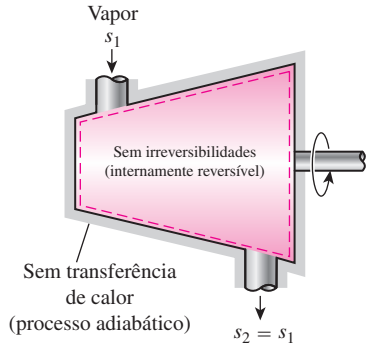


FIGURA 7–14 Durante um processo internamente reversível e adiabático (isentrópico), a entropia permanece constante.

7–4 PROCESSOS ISENTRÓPICOS

Mencionamos anteriormente que a entropia de uma massa fixa pode variar devido a (1) transferência de calor e (2) irreversibilidades. Podemos então concluir que a entropia de uma massa fixa não muda durante um processo *internamente reversível* e *adiabático* (Fig. 7–14). Um processo durante o qual a entropia permanece constante é chamado de **processo isentrópico**. Ele é caracterizado por

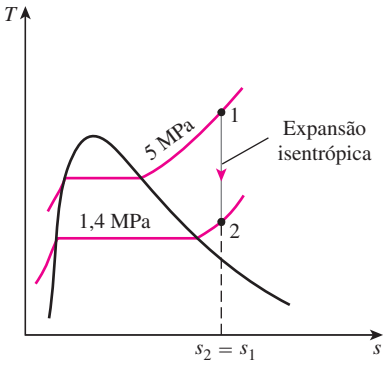
$$\textit{Processo isentrópico:}\qquad \Delta s = 0 \quad \text{ou} \quad s_2 = s_1 \qquad \text{(kJ/kg·K)} \qquad \textbf{(7–13)}$$

Ou seja, ao final de um processo uma substância terá o mesmo valor de entropia inicial se o processo for realizado de forma isentrópica.

A operação de muitos sistemas ou dispositivos de engenharia como bombas, turbinas, bocais e difusores é essencialmente adiabática, e eles têm melhor desempenho quando as irreversibilidades, como o atrito associado ao processo, são minimizadas. Assim, um processo isentrópico pode servir de modelo para os processos

reais. Da mesma forma, os processos isentrópicos permitem definir eficiências de processos com o intuito de comparar o desempenho real desses dispositivos ao desempenho sob condições idealizadas.

É preciso reconhecer que um processo *adiabático reversível* é necessariamente isentrópico ($s_2 = s_1$), mas um processo *isentrópico* não é necessariamente um processo adiabático reversível. (Por exemplo, o aumento da entropia de uma substância durante um processo resultante de irreversibilidades pode ser compensado pela diminuição da entropia devido a perdas de calor.) Entretanto, o termo *processo isentrópico* normalmente é usado em termodinâmica com o sentido de *processo adiabático internamente reversível*.



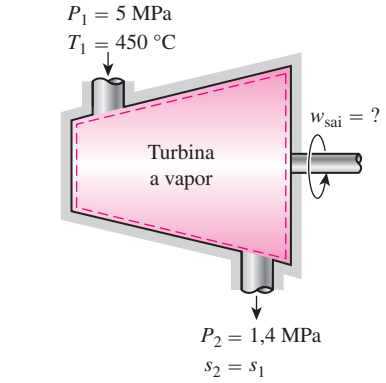


FIGURA 7–15 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–5.

EXEMPLO 7–5 Expansão isentrópica do vapor em uma turbina

Vapor de água entra em uma turbina adiabática a 5 MPa e 450 °C, e sai a uma pressão de 1,4 MPa. Determine o trabalho produzido pela turbina por unidade de massa de vapor de água se o processo for reversível.

SOLUÇÃO Vapor de água é expandido em uma turbina adiabática até uma dada pressão de forma reversível. O trabalho produzido pela turbina deve ser determinado.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em nenhum ponto e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$, e $\Delta S_{VC} = 0$. **2** O processo é reversível. **3** As energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** A turbina é adiabática, portanto não há transferência de calor.

Análise Definimos a *turbina* como o sistema (Fig. 7–15). Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existem apenas uma entrada e uma saída e, portanto, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

A potência produzida pela turbina é determinada a partir do balanço de energia na forma de taxa,

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa de energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}^{\text{0 (regime permanente)}}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{sai} + \dot{m}h_2 \quad \text{(desde que } \dot{Q} = 0, \text{ ec} \cong \text{ ep} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

O estado de entrada está completamente especificado, uma vez que são conhecidas duas propriedades. Mas apenas uma propriedade (a pressão) é conhecida no estado final, e precisamos de uma ou mais propriedades para determiná-lo. A segunda propriedade vem da observação de que o processo é reversível e adiabático e, portanto, isentrópico. Portanto, $s_2 = s_1$ e

Estado 1: $P_1 = 5$ MPa, $T_1 = 450$ °C $\Rightarrow$ $h_1 = 3.317{,}2$ kJ/kg, $s_1 = 6{,}8210$ kJ/kg·K

Estado 2: $P_2 = 1{,}4$ MPa, $s_2 = s_1$ $\Rightarrow$ $h_2 = 2.967{,}4$ kJ/kg

Assim, o trabalho produzido pela turbina por unidade de massa de vapor de água torna-se

$$w_{sai} = h_1 - h_2 = 3.317{,}2 - 2.967{,}4 = \mathbf{349{,}8\ kJ/kg}$$

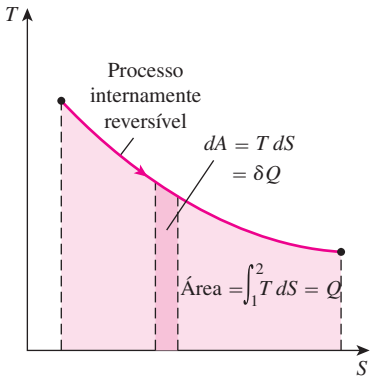


FIGURA 7–16 Em um diagrama *T-S*, a área sob a curva do processo representa a transferência de calor em processos internamente reversíveis.

7–5 DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES ENVOLVENDO A ENTROPIA

Diagramas de propriedades são ótimas ferramentas de visualização na análise termodinâmica de processos. Utilizamos bastante os diagramas *P-v* e *T-v* nos capítulos anteriores juntamente com a primeira lei da termodinâmica. No estudo da segunda lei da termodinâmica, a utilização de diagramas nos quais uma das coordenadas é a entropia é bastante útil. Os dois diagramas normalmente usados no estudo da segunda lei são a *temperatura-entropia* e a *entalpia-entropia.*

Considere a equação que define a entropia (Eq. 7–4). Ela pode ser reescrita como

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS \qquad \text{(kJ)} \tag{7–14}$$

Como mostra a Fig. 7-16, $\delta Q_{\text{int rev}}$ corresponde a uma área diferencial em um diagrama *T-S*. A transferência de calor total durante um processo internamente reversível é determinada pela integração como

$$Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,dS \qquad \text{(kJ)} \tag{7–15}$$

que corresponde à área sob a curva do processo em um diagrama *T-S*.

Portanto, concluímos que *a área sob a curva do processo em um diagrama T-S representa a transferência de calor durante um processo internamente reversível.* Isso é análogo ao trabalho de fronteira reversível, representado pela área sob a curva do processo em um diagrama *P-V*. Observe que a área sob a curva de um processo representa a transferência de calor em processos internamente (ou totalmente) reversíveis. A área não tem significado para processos irreversíveis.

As Eqs. 7–14 e 7–15 também podem ser expressas por unidade de massa como

$$\delta q_{\text{int rev}} = T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7–16}$$

e

$$q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7–17}$$

Para integrar as Eqs. 7–15 e 7–17 é preciso conhecer a relação entre *T* e *s* durante o processo. Um caso especial no qual essas integrações podem ser efetuadas facilmente é o *processo isotérmico internamente reversível*. O resultado é

$$Q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta S \qquad \text{(kJ)} \tag{7–18}$$

ou

$$q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta s \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7–19}$$

onde T_0 é a temperatura constante e ΔS é a variação da entropia do sistema durante o processo.

Um processo isentrópico em um diagrama *T-s* é reconhecido facilmente como um *segmento de reta vertical*. Isso é lógico, uma vez que um processo isentrópico não envolve transferência de calor e, portanto, a área sob a trajetória do processo deve ser zero (Fig. 7–17). Os diagramas *T-s* são ferramentas valiosas na visualização de aspectos da segunda lei relacionados a processos e ciclos e, portanto, são muito utilizados em termodinâmica. O diagrama *T-s* da água é apresentado na Fig. A–9 do Apêndice.

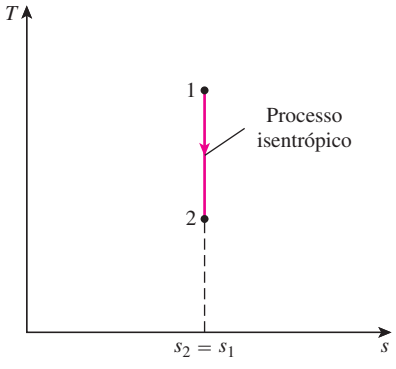


FIGURA 7–17 O processo isentrópico é uma linha *vertical* em um diagrama *T-s*.

Outro diagrama muito usado em engenharia é o diagrama entalpia-entropia, que é bastante valioso na análise de dispositivos com escoamento em regime permanente, como turbinas, compressores e bocais. As coordenadas de um diagrama *h-s* representam duas propriedades particularmente interessantes: a entalpia, que é uma propriedade fundamental sob o ponto de vista da primeira lei da termodinâmica, e a entropia, que é a propriedade que leva em conta as irreversibilidades durante os processos adiabáticos. Por exemplo, ao analisar o escoamento em regime permanente de vapor de água através de uma turbina adiabática, a distância vertical entre os estados de entrada e saída Δh é uma medida da produção de trabalho pela turbina, e a distância horizontal Δs é uma medida das irreversibilidades associadas ao processo (Fig. 7–18).

O diagrama *h-s* também chamado de **diagrama de Mollier**, e recebeu esse nome em homenagem ao cientista alemão R. Mollier (1863-1935). O diagrama *h-s* do vapor de água é apresentado na Fig. A–10 do Apêndice.

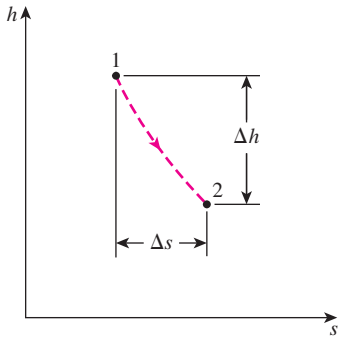


FIGURA 7–18 Nos dispositivos adiabáticos com escoamento em regime permanente, a distância vertical Δh em um diagrama *h-s* é uma medida do trabalho, e a distância horizontal Δs é uma medida das irreversibilidades.

EXEMPLO 7–6 O diagrama *T-S* do ciclo de Carnot

Represente o ciclo de uma máquina térmica de Carnot em um diagrama *T-S* e indique as áreas que representam o calor fornecido Q_H, o calor rejeitado Q_L, e o trabalho resultante (líquido) $W_{\text{liq, sai}}$ nesse diagrama.

SOLUÇÃO O ciclo de uma máquina térmica de Carnot deve ser mostrado em um diagrama *T-S*, e as áreas que representam Q_H, Q_L, e $W_{\text{liq, sai}}$ devem ser indicadas.

Análise Lembre-se de que o ciclo de Carnot é formado por dois processos isotérmicos reversíveis (T = constante) e por dois processos isentrópicos (s = constante). Esses quatro processos formam um retângulo em um diagrama *T-S*, como mostra a Fig. 7–19.

Em um diagrama *T-S*, a área sob a curva do processo representa a transferência de calor naquele processo. Assim, a área *A*12*B* representa Q_H, a área *A*43*B* representa Q_L e a diferença entre essas duas (a área colorida) representa o trabalho líquido, uma vez que

$$W_{\text{liq, sai}} = Q_H - Q_L$$

Portanto, a área delimitada pelo ciclo (área 1234) em um diagrama *T-S* representa o trabalho líquido. Lembre-se de que a área delimitada pelo ciclo também representa o trabalho líquido em um diagrama *P-V*.

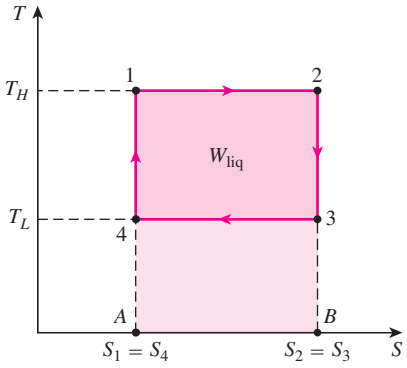


FIGURA 7–19 Diagrama *T-S* de um ciclo de Carnot (Exemplo 7–6).

7–6 O QUE É A ENTROPIA?

Na discussão anterior ficou claro que a entropia é uma propriedade útil e serve como uma ferramenta valiosa na análise da segunda lei da termodinâmica aplicada aos dispositivos de engenharia. Entretanto, isso não significa que conhecemos e entendemos bem a entropia. Até porque isso não é verdade. Na realidade, não conseguimos nem dar uma resposta adequada à pergunta "O que é entropia?". Entretanto, o fato de não sermos capazes de descrever totalmente a entropia não tira sua utilidade. Não conseguimos definir *energia* também, e isso não interferiu em nossa compreensão das transformações da energia e do princípio de conservação da energia. Certamente, entropia não é uma palavra de uso frequente como energia. Mas com o uso contínuo, nossa compreensão da entropia se aprofundará. A discussão a seguir deve esclarecer um pouco mais o significado físico da entropia, considerando a natureza microscópica da matéria.

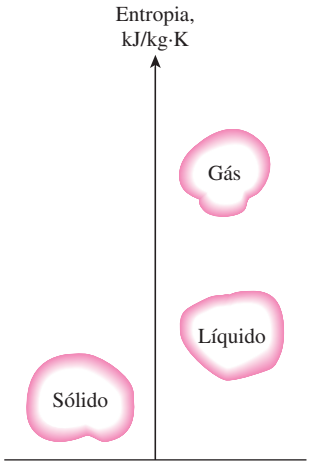


FIGURA 7–20 O nível de desordem molecular (a entropia) de uma substância aumenta à medida que ela se funde ou evapora.

A entropia pode ser vista como uma medida da *desordem molecular* ou da *aleatoriedade molecular*. À medida que um sistema fica mais desordenado, as posições das moléculas tornam-se menos previsíveis e a entropia aumenta. Assim, não é surpreendente que a entropia de uma substância seja mais baixa na fase sólida e mais alta na fase gasosa (Fig. 7–20). Na fase sólida, as moléculas de uma substância oscilam continuamente em torno de suas posições de equilíbrio, mas não podem se mover relativamente entre si, e suas posições em um dado instante podem ser determinadas com relativa precisão. Na fase gasosa, porém, as moléculas se movem aleatoriamente, colidem umas com as outras e mudam de direção, tornando extremamente difícil prever de maneira precisa o estado microscópico de um sistema em um determinado instante. Um alto valor para a entropia está associado a esse caos molecular.

Quando visto microscopicamente (sob o ponto de vista da termodinâmica estatística), um sistema isolado que parece estar em equilíbrio pode exibir um nível elevado de atividade devido à movimentação contínua das moléculas. Para cada estado de equilíbrio macroscópico existem vários estados microscópicos possíveis ou configurações moleculares correspondentes. A entropia de um sistema está relacionada ao número total de possíveis estados microscópicos do sistema, ao que se chama de *probabilidade termodinâmica p,* que, de acordo com a **relação de Boltzmann**, pode ser expressa por

$$S = k \ln p \qquad \textbf{(7–20)}$$

onde $k = 1{,}3806 \times 10^{-23}$ J/K é a **constante de Boltzmann**. Portanto, sob o ponto de vista microscópico, a entropia de um sistema aumenta sempre que a aleatoriedade molecular ou incerteza (ou seja, a probabilidade molecular) de um sistema aumentar. Assim, a entropia é uma medida da desordem molecular, e a desordem molecular de um sistema isolado aumenta sempre que ele passar por um processo.

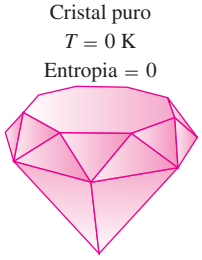


FIGURA 7–21 Uma substância cristalina pura à temperatura zero absoluto está em perfeita ordem, e sua entropia é zero (terceira lei da termodinâmica).

Como já mencionamos, as moléculas de uma substância na fase sólida oscilam continuamente, criando uma incerteza acerca de sua posição. Essas oscilações, porém, desaparecem gradualmente à medida que a temperatura diminui, e as moléculas supostamente tornam-se imóveis no zero absoluto. Isso representa um estado de ordem molecular (e energia mínima) definitiva. Assim, *a entropia de uma substância cristalina pura à temperatura zero absoluto é zero,* uma vez que não há incerteza sobre o estado das moléculas naquele instante (Fig. 7–21). Essa declaração é conhecida como a **terceira lei da termodinâmica**. A terceira lei da termodinâmica oferece um ponto de referência absoluto para a determinação da entropia. A entropia determinada com relação a esse ponto é chamada de **entropia absoluta** e é extremamente útil na análise termodinâmica de reações químicas. Observe que a entropia de uma substância que não é cristalina e pura (como uma solução sólida) não é zero à temperatura zero absoluto. Isso acontece porque existe mais de uma configuração molecular para tais substâncias, o que introduz alguma incerteza sobre o estado microscópico da substância.

As moléculas na fase gasosa possuem uma quantidade considerável de energia cinética. Entretanto, sabemos que, independentemente de quão elevadas sejam suas energias cinéticas, as moléculas de gás não conseguem girar uma roda de pás dentro de um recipiente para produzir trabalho. Isso acontece porque as moléculas de gás e a energia que elas possuem estão desorganizadas. Provavelmente o número de moléculas que tentam girar a roda em uma direção em determinado momento é igual ao número de moléculas que estão tentando girá-la na direção

oposta, fazendo com que a roda permaneça imóvel. Assim, é impossível extrair algum trabalho útil diretamente da energia desorganizada (Fig. 7–22).

Considere agora o eixo girante da Fig. 7–23. Dessa vez a energia das moléculas está completamente organizada, uma vez que as moléculas do eixo estão girando juntas na mesma direção. Essa energia organizada pode ser facilmente utilizada para executar tarefas como a elevação de um peso ou a geração de eletricidade. Sendo uma forma organizada de energia, o trabalho não sofre desordem ou aleatoriedade e, portanto, está livre de entropia. *Não há nenhuma transferência de entropia associada à transferência de energia sob a forma de trabalho.* Portanto, na ausência de atrito, o processo de elevar um peso girando um eixo (ou um volante) não produz nenhuma entropia. Todo processo que não produz uma entropia líquida é reversível e, portanto, o processo que acabamos de descrever pode ser revertido abaixando o peso. Dessa forma, energia não se degrada durante esse processo e nenhum potencial de realizar trabalho se perde.

Em vez de elevarmos um peso, vamos operar uma roda de pás em um recipiente cheio de gás, como mostra a Fig. 7–24. O trabalho da roda de pás nesse caso é convertido em energia interna do gás, que fica evidente pela elevação da sua temperatura, criando assim um nível de desordem molecular mais elevado dentro do recipiente. Este processo é bastante diferente da elevação de um peso, uma vez que a energia organizada da roda de pás agora é convertida em uma forma altamente desorganizada de energia, a qual não pode ser transferida novamente à roda de pás como energia cinética de rotação. Apenas parte dessa energia pode ser convertida em trabalho através de uma reorganização parcial por meio de uma máquina térmica. Dessa forma, a energia se degrada durante o processo, a capacidade de realizar o trabalho fica reduzida e desordem molecular é produzida; associado a tudo isso, há também um aumento de entropia.

A *quantidade* de energia é sempre preservada durante um processo real (a primeira lei da termodinâmica), mas a *qualidade* deve diminuir (a segunda lei). Essa diminuição da qualidade é sempre acompanhada por um aumento de entropia. Como exemplo, considere a transferência de 10 kJ de energia na forma de calor de um meio quente para um meio frio. Ao final do processo, ainda temos os 10 kJ de energia, mas a uma temperatura mais baixa e, portanto, com uma qualidade menor.

Em essência, o calor é uma forma de *energia desorganizada*, e uma certa desorganização (entropia) é transportada pelo calor (Fig. 7–25). Como consequência, a entropia e o nível de desordem molecular do corpo quente diminuem com a transferência de calor, e a entropia e o nível de desordem molecular do corpo frio aumentam. A segunda lei da termodinâmica exige que o aumento da entropia do corpo frio seja maior do que a diminuição da entropia do corpo quente e, portanto, a entropia líquida do sistema combinado (o corpo frio e o corpo quente) aumenta. Em outras palavras, o sistema combinado está em um estado de maior desordem no estado final. Desse modo, podemos concluir que processos só podem ocorrer na direção em que aumenta a entropia global ou na direção da desordem molecular. Ou seja, todo o universo está ficando a cada dia mais caótico.

FIGURA 7–22 Energia desorganizada não produz efeito útil, independentemente de sua magnitude.

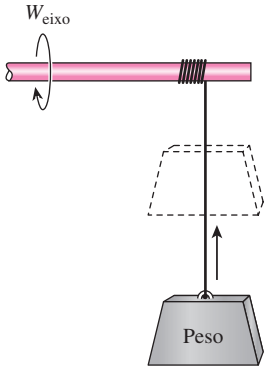


FIGURA 7–23 Na ausência de atrito, a elevação de um peso girando um eixo não cria nenhuma desordem (entropia) e, portanto, a energia não se degrada durante o processo.

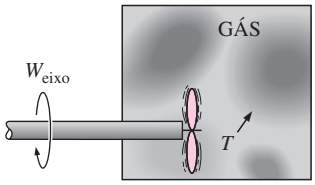


FIGURA 7–24 O trabalho da roda de pás realizado em um gás aumenta seu nível de desordem (entropia) e, portanto, a energia é degradada durante o processo.

Entropia e geração de entropia na vida diária

O conceito de entropia também pode ser aplicado a outras áreas. A entropia pode ser vista como uma medida da desordem ou desorganização de um sistema. Da mesma forma, a geração de entropia pode ser vista como uma medida da desordem ou desorganização gerada em um processo. O conceito de entropia não é usado na vida diária de forma tão extensa quanto o conceito de energia, embora a entropia

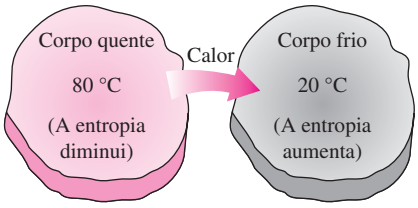


FIGURA 7–25 Durante um processo de transferência de calor, a entropia líquida aumenta. (O aumento da entropia do corpo frio mais do que compensa a diminuição da entropia do corpo quente.)

FIGURA 7–26 O uso da entropia (desorganização, incerteza) não se limita à termodinâmica.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

seja facilmente aplicável a diversos aspectos da vida diária. A extensão do conceito de entropia a campos não técnicos não é uma ideia nova. Ela tem sido assunto de vários artigos e até mesmo de alguns livros. A seguir, apresentamos vários eventos comuns e mostramos sua relevância para o conceito de entropia e de geração de entropia.

Pessoas eficientes conduzem vidas com baixa entropia (altamente organizadas). Elas têm um lugar para tudo (mínimo de incerteza) e precisam de um mínimo de energia para localizar alguma coisa. Pessoas ineficientes, por sua vez, são desorganizadas e levam vidas com entropia alta. Elas precisam de minutos (se não horas) para encontrar alguma coisa de que precisam, e podem criar uma desordem ainda maior ao procurar, uma vez que provavelmente procuram de forma desorganizada (Fig. 7–26). Pessoas que têm estilo de vida com entropia alta estão sempre correndo, e parecem que nunca alcançam.

Provavelmente você já notou (com frustração) que algumas pessoas parecem *aprender* mais rápido e se lembram bem daquilo que aprenderam. Podemos chamar isso de aprendizagem organizada ou com baixo nível de entropia. Essas pessoas fazem um esforço consciente para arquivar as informações novas adequadamente, relacionando-as à sua base existente de conhecimento e criando uma rede sólida de informações em suas mentes. Já as pessoas que jogam as informações em suas mentes enquanto estudam, sem fazer nenhum esforço para retê-las, podem *pensar* que estão aprendendo, mas podem descobrir o contrário ao precisar localizar as informações durante uma prova, por exemplo. Não é fácil recuperar informações de um banco de dados que, de certa forma, está na fase gasosa. Estudantes que sofrem de esquecimentos durante as provas devem reavaliar seus hábitos de estudo.

Uma *biblioteca* com boas prateleiras e um bom sistema de indexação pode ser vista como uma biblioteca com baixa entropia, por conta do alto nível de organização. Da mesma forma, uma biblioteca com prateleiras e sistema de indexação ruins pode ser vista como uma biblioteca com alta entropia, por conta do alto nível de desorganização. Uma biblioteca sem nenhum sistema de indexação é o mesmo que nenhuma biblioteca, uma vez que um livro não tem valor se não puder ser encontrado.

Considere dois prédios idênticos, cada um deles contendo um milhão de livros. No primeiro prédio, os livros estão *empilhados* uns sobre os outros, enquanto no segundo eles estão *altamente organizados, arrumados em prateleiras e indexados*, permitindo a referência rápida. Não há dúvida sobre qual é o prédio preferido de um estudante que procura um determinado livro. Mesmo assim, alguns podem argumentar que, sob o ponto de vista da primeira lei da termodinâmica, esses dois prédios são equivalentes, já que a massa e o conteúdo de conhecimento deles são idênticos, apesar do alto nível de desorganização (entropia) do primeiro prédio. Esse exemplo ilustra que qualquer comparação realista deve envolver o ponto de vista da segunda lei da termodinâmica.

Dois *livros* que parecem idênticos porque ambos abordam basicamente os mesmos assuntos e apresentam as mesmas informações podem, na verdade, ser *muito* diferentes dependendo de *como* abordam os assuntos. Afinal de contas, dois carros aparentemente idênticos não são tão idênticos quando um faz apenas metade da quilometragem do outro com a mesma quantidade de combustível. Da mesma maneira, dois livros aparentemente idênticos não são tão idênticos se preciso o dobro de tempo para aprender um tópico com um livro do que com o outro. Assim sendo, comparações feitas com base na primeira lei da termodinâmica podem ser altamente enganosas.

Ter um *exército* desorganizado (entropia alta) é como não ter nenhum exército. Não é coincidência o fato de que os centros de comando das forças armadas de qualquer país estejam entre os principais alvos durante uma guerra. Um exército formado por 10 divisões é 10 vezes mais poderoso do que 10 exércitos com uma única divisão. Do mesmo modo, um país formado por 10 estados é mais poderoso do que 10 países, com um único estado cada um deles. Os Estados Unidos não seriam um país tão poderoso se houvesse 50 países independentes em seu lugar, em vez de um único país com 50 estados. A União Europeia tem potencial para ser uma nova superpotência econômica e política. O velho clichê "dividir e conquistar" pode ser reescrito como "aumentar a entropia e conquistar".

Sabemos que o atrito mecânico sempre é acompanhado pela geração de entropia e, portanto, pela redução do desempenho. Podemos generalizar esse fato na vida diária: o *atrito com colegas no local de trabalho* pode gerar entropia e, portanto, afetar o desempenho de modo negativo (Fig. 7–27). O resultado disso é a redução da produtividade.

Também sabemos que a *expansão não resistida* (ou explosão) e a troca descontrolada de elétrons (reações químicas) geram a entropia e são altamente irreversíveis. Da mesma forma, abrir a boca para proferir palavras de ódio é altamente irreversível, uma vez que isso gera entropia e pode causar danos consideráveis. Talvez um dia sejamos capazes de criar alguns procedimentos para quantificar a entropia gerada durante atividades não técnicas e quem sabe possamos até mesmo apontar suas fontes primárias e sua magnitude.

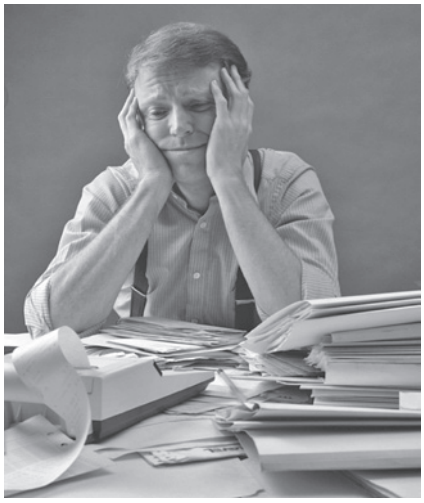


FIGURA 7–27 Como nos sistemas mecânicos, o atrito no local de trabalho pode gerar entropia e redução do desempenho.

© *Vol. 26/PhotoDisc/Getty RF.*

7–7 AS RELAÇÕES *T ds*

Lembre-se de que a quantidade $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ corresponde a uma variação infinitesimal da propriedade *entropia*. Dessa forma, a variação de entropia em um processo pode ser avaliada pela integração de $\delta Q/T$ ao longo de uma trajetória imaginária internamente reversível entre estados finais reais. Nos processos isotérmicos internamente reversíveis, essa integração é direta. Mas quando a temperatura varia durante o processo, precisamos dispor de uma relação entre δQ e T para realizar essa integração. Encontrar essas relações é o que pretendemos fazer nesta seção.

A forma diferencial da equação de conservação da energia para um sistema fechado estacionário (massa fixa) contendo uma substância compressível simples pode ser expressa para um processo internamente reversível por

$$\delta Q_{\text{int rev}} - \delta W_{\text{int rev, sai}} = dU \tag{7–21}$$

Mas

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\, dS$$
$$\delta W_{\text{int rev, sai}} = P\, dV$$

Assim,

$$T\, dS = dU + P\, dV \qquad (\text{kJ}) \tag{7–22}$$

ou

$$T\, ds = du + P\, dv \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7–23}$$

Essa equação é conhecida como a primeira equação *T ds* ou *equação de Gibbs*. Observe que o único tipo de interação de trabalho que um sistema compressível simples pode experimentar ao passar por um processo internamente reversível é o trabalho de fronteira.

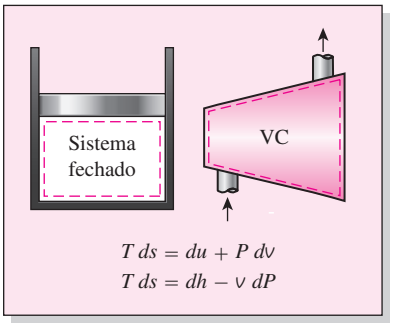


FIGURA 7–28 As relações *T ds* são válidas para os processos reversíveis e irreversíveis e para os sistemas abertos e fechados.

A segunda equação *T ds* é obtida por meio da eliminação de *du* da Eq. 7–23 usando a definição de entalpia ($h = u + Pv$):

$$\left.\begin{array}{ll} h = u + Pv & \longrightarrow \quad dh = du + P\,dv + v\,dP \\ \text{(Eq. 7–23)} & \longrightarrow \quad T\,ds = du + P\,dv \end{array}\right\} \; T\,ds = dh - v\,dP \qquad \textbf{(7–24)}$$

As Eqs. 7–23 e 7–24 são extremamente valiosas, uma vez que relacionam as variações da entropia de um sistema às variações das outras propriedades. Ao contrário da Eq. 7–4, elas são relações entre propriedades e, portanto, são independentes dos tipos de processos.

Essas relações *T ds* foram desenvolvidas tendo em mente um processo internamente reversível, uma vez que a variação de entropia entre dois estados deve ser avaliada ao longo de uma trajetória reversível. Entretanto, os resultados obtidos são válidos para processos reversíveis e irreversíveis, uma vez que a entropia é uma propriedade e a variação de uma propriedade entre dois estados não depende do tipo de processo pelo qual o sistema passa. As Eqs. 7–23 e 7–24 são relações entre propriedades de uma massa unitária de um sistema compressível simples passando por uma mudança de estado. Elas se aplicam, da mesma forma, à mudança de estado de um sistema fechado ou aberto (Fig. 7–28).

Relações explícitas para as variações de entropia na forma diferencial *ds* podem ser obtidas a partir das Eqs. 7–23 e 7–24:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \qquad \textbf{(7–25)}$$

e

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \qquad \textbf{(7–26)}$$

A variação de entropia durante um processo pode ser determinada pela integração dessas equações entre os estados inicial e final. Entretanto, para efetuarmos essas integrações, precisamos conhecer a relação entre *du* ou *dh* e a temperatura (como $du = c_v\,dT$ e $dh = c_p\,dT$ para os gases ideais), bem como a equação de estado da substância (como a equação do gás ideal $Pv = RT$). Para substâncias em que tais relações encontram-se disponíveis, a integração da Eq. 7–25 ou 7–26 é direta. Para as outras substâncias, temos de utilizar dados tabelados.

Relações *T ds* para sistemas complexos, ou seja, sistemas que envolvem mais de um modo de trabalho de quase-equilíbrio, podem ser obtidas de forma semelhante, incluindo todos os modos de trabalho de quase-equilíbrio.

7–8 VARIAÇÃO DA ENTROPIA DE LÍQUIDOS E SÓLIDOS

Líquidos e sólidos podem ser aproximados como *substâncias incompressíveis*, uma vez que seus volumes específicos permanecem quase constantes durante um processo. Assim, $dv \cong 0$ para líquidos e sólidos, e a Eq. 7–25 nesse caso se reduz a

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c\,dT}{T} \qquad \textbf{(7–27)}$$

uma vez que $c_p = c_v = c$ e $du = c\,dT$ para as substâncias incompressíveis. Assim, a variação de entropia durante um processo é determinada por integração:

$$\textit{Líquidos, sólidos:} \qquad s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T)\,\frac{dT}{T} \cong c_{\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad (\text{kJ/kg·K}) \qquad \textbf{(7–28)}$$

onde c_{med} é o calor específico *médio* da substância no intervalo de temperatura considerado. Observe que a variação da entropia de uma substância verdadeiramente incompressível depende apenas da temperatura e é independente da pressão.

A Eq. 7–28 pode ser usada para determinar as variações da entropia de sólidos e líquidos com relativa precisão. Entretanto, para líquidos que se expandem consideravelmente com a temperatura, talvez seja necessário considerar os efeitos da variação do volume nos cálculos. Isso é particularmente importante quando a variação de temperatura é grande.

Uma relação para processos isentrópicos envolvendo líquidos e sólidos é obtida igualando a zero a variação de entropia definida na equação anterior. Isso resulta em

$$\textit{Isentrópico:} \qquad s_2 - s_1 = c_{\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \longrightarrow \quad T_2 = T_1 \qquad \textbf{(7–29)}$$

Ou seja, a temperatura de uma substância verdadeiramente incompressível permanece constante durante um processo isentrópico. Assim, para uma substância incompressível um processo isentrópico é também isotérmico. Líquidos e sólidos se aproximam muito desse comportamento.

EXEMPLO 7–7 Efeito da densidade de um líquido sobre a entropia

Metano líquido é normalmente usado em diversas aplicações criogênicas. A temperatura crítica do metano é de 191 K (ou − 82 °C), e portanto ele deve ser mantido abaixo de 191 K para que permaneça na fase líquida. As propriedades do metano líquido a diversas temperaturas e pressões são mostradas na Tab. 7–1. Determine a variação da entropia do metano líquido durante um processo de 110 K e 1 MPa até 120 K e 5 MPa (*a*) usando as propriedades tabeladas e (*b*) aproximando o metano líquido por uma substância incompressível. Qual é o erro associado ao segundo caso?

(*continua*)

TABELA 7–1

Propriedades do metano líquido

Temp., T, K	Pressão, P, MPa	Densidade, ρ, kg/m3	Entalpia, h, kJ/kg	Entropia, s, kJ/kg·K	Calor específico, c_p, kJ/kg·k
110	0,5	425,3	208,3	4,878	3,476
	1,0	425,8	209,0	4,875	3,471
	2,0	426,6	210,5	4,867	3,460
	5,0	429,1	215,0	4,844	3,432
120	0,5	410,4	243,4	5,185	3,551
	1,0	411,0	244,1	5,180	3,543
	2,0	412,0	245,4	5,171	3,528
	5,0	415,2	249,6	5,145	3,486

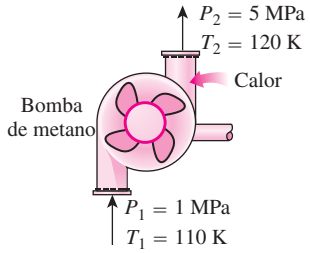


FIGURA 7–29 Esquema para o Exemplo 7–7.

(*continuação*)

SOLUÇÃO Metano líquido passa por um processo entre dois estados especificados. A variação de entropia do metano deve ser determinada usando dados reais, considerando-se que o metano é incompressível.

Análise (*a*) Consideramos uma massa unitária de metano líquido (Fig. 7–29). As propriedades do metano nos estados inicial e final são

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 1\ \text{MPa} \\ T_1 = 110\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_1 = 4{,}875\ \text{kJ/kg·K} \\ c_{p1} = 3{,}471\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 5\ \text{MPa} \\ T_2 = 120\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} s_2 = 5{,}145\ \text{kJ/kg·K} \\ c_{p2} = 3{,}486\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix}$$

Assim,

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 5{,}145 - 4{,}875 = \mathbf{0{,}270\ kJ/kg·K}$$

(*b*) Considerando o metano líquido uma substância incompressível, sua variação de entropia é determinada por

$$\Delta s = c_{\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} = (3{,}4785\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{120\ \text{K}}{110\ \text{K}} = \mathbf{0{,}303\ kJ/kg·K}$$

uma vez que

$$c_{\text{med}} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2} = \frac{3{,}471 + 3{,}486}{2} = 3{,}4785\ \text{kJ/kg·K}$$

Portanto, o erro envolvido ao considerar o metano líquido uma substância incompressível é

$$\text{Erro} = \frac{|\Delta s_{\text{real}} - \Delta s_{\text{ideal}}|}{\Delta s_{\text{real}}} = \frac{|0{,}270 - 0{,}303|}{0{,}270} = \mathbf{0{,}122\ (ou\ 12{,}2\%)}$$

Discussão Esse resultado não surpreende, uma vez que a densidade do metano líquido durante esse processo varia de 425,8 kg/m^3 até 415,2 kg/m^3 (cerca de 3%), o que nos faz questionar a validade da hipótese de substância incompressível. Mesmo assim, essa hipótese nos permite obter resultados razoavelmente precisos com um menor esforço, o que se mostra muito conveniente quando dados sobre o líquido comprimido não estão disponíveis.

EXEMPLO 7–8 Economia com a substituição de uma válvula por uma turbina

Uma instalação criogênica processa metano líquido a 115 K e 5 MPa a uma taxa de 0,280 m^3/s. Um dado processo requer que a pressão do metano líquido seja reduzida a 1 MPa, o que é feito pelo estrangulamento do metano líquido utilizando-se uma válvula. Um engenheiro recém-contratado propõe a substituição da válvula de estrangulamento por uma turbina, para produzir potência enquanto reduz a pressão até 1 MPa. Usando os dados da Tab. 7–1, determine a máxima potência que pode ser produzida por essa turbina. Determine também quanto a usina economizará por ano em gastos com o uso de eletricidade se a turbina operar continuamente (8.760 h/ano) e se essa usina pagar US$ 0,075/kWh pela eletricidade.

SOLUÇÃO Metano líquido é expandido em uma turbina até uma dada pressão a uma vazão especificada. A potência máxima que essa turbina pode produzir e a quantidade de dinheiro que ela pode economizar por ano devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em nenhum ponto e, portanto, $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$, e $\Delta S_{VC} = 0$. **2** A turbina é adiabática, e portanto não há nenhuma transferência de calor. **3** O processo é reversível. **4** As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Definimos a *turbina* como o sistema (Fig. 7–30). Este é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída, e portanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

As hipóteses anteriores são razoáveis, uma vez que uma turbina é normalmente bem isolada e não deve gerar irreversibilidades, para que possa ter um melhor desempenho e, consequentemente, uma *máxima* produção de potência. Assim, o processo através da turbina deve ser *adiabático reversível* ou *isentrópico*. Portanto, $s_2 = s_1$ e

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{aligned} P_1 &= 5\ \text{MPa} \\ T_1 &= 115\ \text{K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= 232{,}3\ \text{kJ/kg} \\ s_1 &= 4{,}9945\ \text{kJ/kg·K} \\ \rho_1 &= 422{,}15\ \text{kg/s} \end{aligned}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{aligned} P_2 &= 1\ \text{MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned}\right\} \quad h_2 = 222{,}8\ \text{kJ/kg}$$

Da mesma forma, a vazão mássica de metano líquido é

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = (422{,}15\ \text{kg/m}^3)(0{,}280\ \text{m}^3/\text{s}) = 118{,}2\ \text{kg/s}$$

A potência produzida pela turbina é determinada a partir do balanço de energia na forma de taxa por

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação das energias} \\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} \overset{\text{0 (regime permanente)}}{\nearrow} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ent} &= \dot{E}_{sai} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{sai} + \dot{m}h_2 \quad (\text{desde que } \dot{Q} = 0,\ \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0) \\ \dot{W}_{sai} &= \dot{m}(h_1 - h_2) \\ &= (118{,}2\ \text{kg/s})(232{,}3 - 222{,}8)\ \text{kJ/kg} \\ &= \mathbf{1.123\ kW} \end{aligned}$$

Para a operação contínua ($365 \times 24 = 8.760$ h), a quantidade de energia produzida por ano é

$$\begin{aligned} \text{Produção anual de energia} &= \dot{W}_{sai} \times \Delta t = (1.123\ \text{kW})(8.760\ \text{h/ano}) \\ &= 0{,}9837 \times 10^7\ \text{kWh/ano} \end{aligned}$$

A US$ 0,075/kWh, a quantidade de dinheiro que essa turbina pode economizar para a usina é

$$\begin{aligned} \text{Economia anual de energia} &= (\text{Produção anual de energia}) \cdot (\text{Custo unitário da energia}) \\ &= (0{,}9837 \times 10^7\ \text{kWh/ano})(\text{US\$ } 0{,}075/\text{kWh}) \\ &= \mathbf{\text{US\$ } 737.800/\text{ano}} \end{aligned}$$

Ou seja, a turbina pode economizar US$ 737.800 por ano para a usina apenas aproveitando o potencial que atualmente está sendo desperdiçado por uma válvula de estrangulamento, e o engenheiro que fez essa observação deve ser recompensado.

(*continua*)

FIGURA 7–30 Uma turbina a gás natural liquefeito (GNL) de 1,0 MW, com diâmetro de 95 cm, sendo montada em uma instalação criogênica.

Cortesia da Ebara International Corporation, Cryodynamics Division, Sparks (Nevada).

(*continuação*)

Discussão Este exemplo mostra a importância da propriedade entropia, já que ela nos permite quantificar o potencial de trabalho que está sendo desperdiçado. Na prática, a turbina não será isentrópica, e portanto a potência produzida será menor. A análise acima nos mostrou o limite superior. Um turbo-gerador real pode utilizar cerca de 80% do potencial e produzir mais de 900 kW de potência, economizando mais de US$ 600.000 por ano para a usina. Também é possível mostrar que a temperatura do metano cai para 113,9 K (uma queda de 1,1 K) durante o processo de expansão isentrópica na turbina, em vez de permanecer constante a 115 K, o que aconteceria caso o metano fosse uma substância incompressível. A temperatura do metano se elevaria para 116,6 K (uma elevação de 1,6 K) durante o processo de estrangulamento.

7–9 VARIAÇÃO DA ENTROPIA DOS GASES IDEAIS

Uma expressão para a variação da entropia de um gás ideal pode ser obtida com as Eqs. 7–25 ou 7–26, empregando as relações entre propriedades dos gases ideais (Fig. 7–31). Substituindo $du = c_v\,dT$ e $P = RT/v$ na Eq. 7–25, a variação diferencial da entropia de um gás ideal torna-se

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \tag{7–30}$$

A variação da entropia para um processo é obtida pela integração dessa relação entre os estados inicial e final:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \tag{7–31}$$

Uma segunda relação para a variação da entropia de um gás ideal é obtida de modo semelhante substituindo $dh = c_p\,dT$ e $v = RT/P$ na Eq. 7–26 e integrando. O resultado é

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T)\,\frac{dT}{T} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{7–32}$$

Os calores específicos dos gases ideais, com exceção dos gases monatômicos, dependem da temperatura, e as integrais nas Eqs. 7–31 e 7–32 não podem ser resolvidas, a menos que a dependência entre c_v, c_p e a temperatura seja conhecida. Mesmo quando as funções $c_v(T)$ e $c_p(T)$ estão disponíveis, a solução de integrais complicadas, sempre que a variação da entropia for calculada, não é prática. Assim, restam duas opções razoáveis: efetuar as integrações simplesmente admitindo calores específicos constantes ou resolver as integrais uma vez e tabelar os resultados. As duas abordagens são apresentadas a seguir.

FIGURA 7–31 Uma transmissão do canal GI.

© Vol. 1/PhotoDisc/Getty RF.

Calores específicos constantes (análise aproximada)

Admitir calores específicos constantes para gases ideais é uma aproximação corriqueira, da qual fizemos uso anteriormente em várias ocasiões. Ela geralmente simplifica bastante a análise, e o preço que pagamos por essa conveniência é uma certa perda da precisão. A magnitude do erro introduzido por essa hipótese depende da situação. Por exemplo, para gases monatômicos como o hélio, os calores específicos não dependem da temperatura, e portanto a hipótese de calor

específico constante não introduz nenhum erro. Para os gases ideais, cujos calores específicos variam quase que linearmente no intervalo de temperatura em questão, o possível erro é minimizado usando valores de calor específico avaliados na temperatura média (Fig. 7–32). Em geral, os resultados obtidos dessa forma são suficientemente precisos se a faixa de temperatura não for maior que algumas centenas de graus.

As expressões para a variação da entropia dos gases ideais sob a hipótese de calor específico constante são facilmente obtidas pela substituição de $c_v(T)$ e $c_p(T)$ nas Eqs. 7–31 e 7–32 por $c_{v,\,\text{med}}$ e $c_{p,\,\text{med}}$ respectivamente. Integrando, obtemos

$$s_2 - s_1 = c_{v,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{(kJ/kg·K)} \tag{7–33}$$

e

$$s_2 - s_1 = c_{p,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(kJ/kg·K)} \tag{7–34}$$

As variações de entropia também podem ser expressas na base molar, multiplicando essas relações pela massa molar:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{(kJ/kmol·K)} \tag{7–35}$$

e

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{(kJ/kmol·K)} \tag{7–36}$$

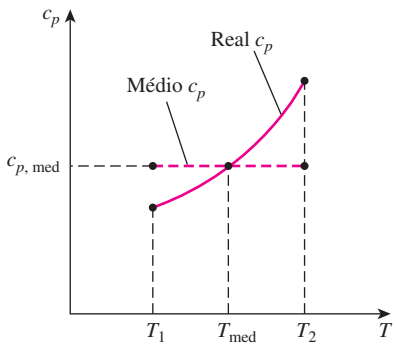


FIGURA 7–32 Sob a hipótese de calor específico constante, o calor específico é admitido como constante e calculado em algum valor médio.

Calores específicos variáveis (análise exata)

Quando a variação de temperatura durante um processo é grande e os calores específicos do gás ideal variam de forma não linear dentro do intervalo de temperatura, a hipótese de calores específicos constantes pode levar a erros consideráveis nos cálculos da variação de entropia. Nesses casos, a variação dos calores específicos com a temperatura deve ser levada em conta adequadamente, utilizando relações exatas para os calores específicos em função da temperatura. A variação de entropia durante um processo pode ser determinada substituindo as relações $c_v(T)$ e $c_p(T)$ nas Eqs. 7–31 e 7–32 e realizando as integrações.

Em vez de resolver essas integrais trabalhosas sempre que tivermos um novo processo, é mais conveniente resolvê-las apenas uma vez e tabelar os resultados. Com essa finalidade, optamos pelo zero absoluto como a temperatura de referência e definimos uma função s° como

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T} \tag{7–37}$$

Obviamente, s° é uma função apenas da temperatura, e seu valor é zero à temperatura zero absoluto. Os valores de s° são calculados em diversas temperaturas e os resultados para o ar são tabelados no Apêndice em função da temperatura. Dada essa definição, a integral da Eq. 7–32 torna-se

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ \tag{7–38}$$

T, K	$s°$, kJ/kg·K
⋮	⋮
300	1,70203
310	1,73498
320	1,76690
⋮	⋮

(Tab. A–17)

FIGURA 7–33 A entropia de um gás ideal depende de T e P. A função $s°$ representa apenas a parte da entropia que depende da temperatura.

onde s_2° é o valor de $s°$ a T_2 e s_1° é o valor a T_1. Assim,

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kg·K}) \qquad \textbf{(7–39)}$$

Também podemos expressar na base molar como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kmol·K}) \qquad \textbf{(7–40)}$$

Observe que ao contrário da energia interna e da entalpia, a entropia de um gás ideal varia com o volume específico ou com a pressão, e também com a temperatura. Assim, a entropia não pode ser tabelada como uma função apenas da temperatura. Os valores de $s°$ das tabelas levam em conta a dependência entre a entropia e a temperatura (Fig. 7–33). A variação da entropia com a pressão é computada pelo último termo da Eq. 7–39. Outra relação para a variação da entropia pode ser desenvolvida com base na Eq. 7–31, mas isso exigiria a definição de outra função e a tabulação de seus valores, o que não seria prático.

EXEMPLO 7–9 Variação da entropia de um gás ideal

Ar é comprimido a partir de um estado inicial de 100 kPa e 17 °C até um estado final de 600 kPa e 57 °C. Determine a variação da entropia do ar durante esse processo de compressão, usando (*a*) valores de propriedades da tabela do ar e (*b*) calores específicos médios.

SOLUÇÃO Ar é comprimido entre dois estados especificados. A variação de entropia do ar deve ser determinada usando valores de propriedades tabelados e também calores específicos médios.

Hipótese O ar é um gás ideal desde que esteja a uma alta temperatura e baixa pressão com relação aos seus valores críticos. Assim, as expressões para a variação de entropia desenvolvidas sob a hipótese de gás ideal podem ser aplicadas.

Análise Uma representação do sistema e o diagrama *T-s* do processo são mostrados na Fig. 7–34. Observamos que os estados inicial e final do ar são completamente especificados.

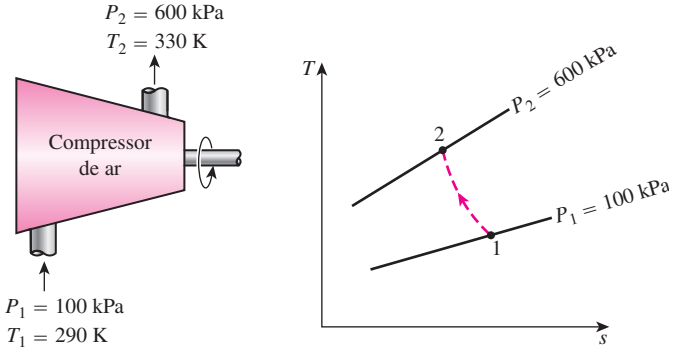


FIGURA 7–34 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–9.

(*a*) As propriedades do ar são fornecidas na Tab. A–17. Fazendo a leitura dos valores de s° nas respectivas temperaturas e substituindo, encontramos

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$= [(1{,}79783 - 1{,}66802)\ \text{kJ/kg·K}] - (0{,}287\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{-0{,}3844\ kJ/kg·K}$$

(*b*) A variação da entropia do ar durante esse processo também pode ser determinada aproximadamente com a Eq. 7–34 usando um valor de c_p obtido a uma temperatura média de 37 °C (Tab. A–2*b*) e tratando-o como uma constante:

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$= (1{,}006\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{330\ \text{K}}{290\ \text{K}} - (0{,}287\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{-0{,}3842\ kJ/kg·K}$$

Discussão Os dois resultados anteriores são quase idênticos, uma vez que a variação da temperatura durante o processo é relativamente pequena (Fig. 7–35). Porém, quando a variação da temperatura é grande, os resultados podem diferir significativamente. Nesses casos, a Eq. 7–39 deve ser usada no lugar da Eq. 7–34, uma vez que esta última leva em conta a variação dos calores específicos com a temperatura.

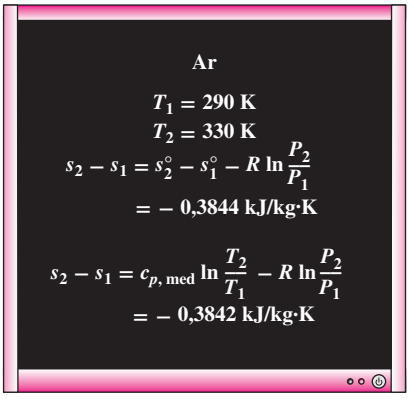


FIGURA 7–35 Para pequenas diferenças de temperatura, as relações exatas e aproximadas para as variações da entropia dos gases ideais fornecem resultados quase idênticos.

Processos isentrópicos de gases ideais

Várias relações para os processos isentrópicos de gases ideais podem ser obtidas igualando a zero as relações para a variação de entropia desenvolvidas anteriormente. Isso será feito primeiro para os calores específicos constantes e, em seguida, para os calores específicos variáveis.

Calores específicos constantes (análise aproximada)

Quando a hipótese de calor específico constante é válida, as relações isentrópicas dos gases ideais são obtidas igualando as Eqs. 7–33 e 7–34 a zero. Da Eq. 7–33,

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

que pode ser reescrita como

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v} \tag{7–41}$$

ou

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad \text{(gás ideal)} \tag{7–42}$$

uma vez que $R = c_p - c_v$, $k = c_p/c_v$, e portanto $R/c_v = k - 1$.

A Eq. 7–42 é a *primeira relação isentrópica* dos gases ideais sob a hipótese de calor específico constante. A *segunda relação isentrópica* é obtida de modo semelhante a partir da Eq. 7–34 com o seguinte resultado:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad \text{(gás ideal)} \tag{7–43}$$

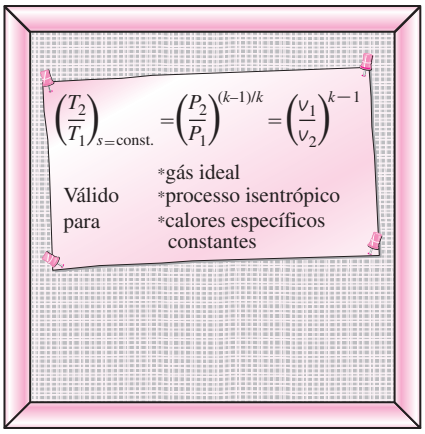


FIGURA 7–36 As relações isentrópicas dos gases ideais são válidas apenas para os processos isentrópicos de gases ideais.

A *terceira relação isentrópica* é obtida substituindo a Eq. 7–43 na Eq. 7–42 e simplificando:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \qquad \text{(gás ideal)} \qquad \textbf{(7–44)}$$

As Eqs. 7–42 a 7–44 podem também ser escritas na forma compacta como

$$Tv^{k-1} = \text{constante} \qquad \textbf{(7–45)}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante} \qquad \text{(gás ideal)} \qquad \textbf{(7–46)}$$

$$Pv^k = \text{constante} \qquad \textbf{(7–47)}$$

Em geral, a razão dos calores específicos k varia com a temperatura, e portanto é preciso usar um valor médio de k para o intervalo de temperatura. Observe que as relações isentrópicas dos gases ideais anteriormente mostrados, como o nome diz, são válidas estritamente para processos isentrópicos apenas quando a hipótese de calor específico constante for apropriada (Fig. 7–36).

Calores específicos variáveis (análise exata)

Quando a hipótese de calor específico constante não é apropriada, as relações isentrópicas desenvolvidas anteriormente produzem resultados não muito precisos. Nesses casos, devemos usar uma relação isentrópica obtida a partir da Eq. 7–39, que leva em conta a variação dos calores específicos com a temperatura. Igualando essa equação a zero obtemos

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

ou

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(7–48)}$$

onde s_2° é o valor de s° ao final do processo isentrópico.

Pressão relativa e volume específico relativo

A Eq. 7–48 apresenta um modo exato de avaliar as variações das propriedades dos gases ideais durante processos isentrópicos, uma vez que ela leva em conta a variação dos calores específicos com a temperatura. Entretanto, ela pode resultar em iterações cansativas quando a razão entre volumes for dada em vez da razão entre pressões. Isso pode ser bastante inconveniente em estudos de otimização, que geralmente exigem um grande número de cálculos repetitivos. Para remediarmos essa deficiência, definimos duas novas grandezas adimensionais associadas aos processos isentrópicos.

A definição da primeira grandeza tem como base a Eq. 7–48, que pode ser rearranjada como

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp \frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

ou

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ/R)}{\exp(s_1^\circ/R)}$$

A quantidade $\exp(s°/R)$ é definida como a **pressão relativa** P_r. Com essa definição, a última relação torna-se

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \qquad \textbf{(7–49)}$$

Observe que a pressão relativa P_r é uma grandeza adimensional, e só é função da temperatura porque $s°$ depende apenas da temperatura. Portanto, os valores de P_r podem ser tabelados em função da temperatura. Isto é feito para o ar na Tab. A–17. O uso dos dados de P_r é ilustrado na Fig. 7–37.

Às vezes, razões entre volumes específicos são fornecidas em vez de razões entre pressões. Isso é comum, por exemplo, na análise de motores automotivos. Em tais casos, é preciso trabalhar com razões entre volumes. Assim, definimos outra grandeza relacionada à razão entre volumes específicos para processos isentrópicos. Isso é feito utilizando a equação do gás ideal e a Eq. 7–49:

$$\frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

A grandeza T/P_r é uma função apenas da temperatura e é definida como **volume específico relativo** v_r. Assim

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s\,=\,\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \qquad \textbf{(7–50)}$$

As Eqs. 7–49 e 7–50 são válidas estritamente para processos isentrópicos com gases ideais. Elas levam em conta a variação dos calores específicos com a temperatura e, portanto, produzem resultados mais precisos do que os fornecidos pelas Eqs. 7–42 e 7–47. A Tab. A–17 lista valores de P_r e v_r para o ar.

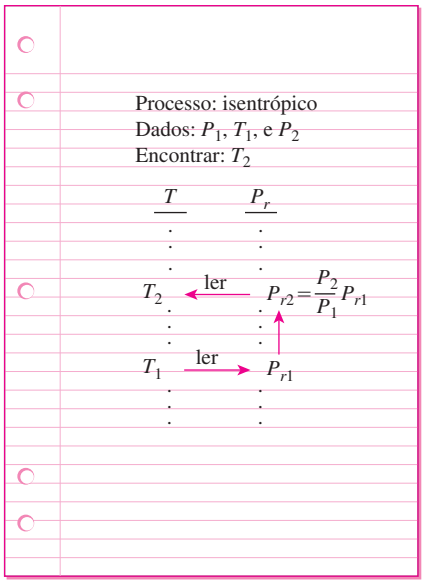


FIGURA 7–37 Uso de dados de P_r para calcular a temperatura final de um processo isentrópico.

EXEMPLO 7–10 Compressão isentrópica do ar no motor de um automóvel

Ar é comprimido em um motor de automóvel de 22 °C e 95 kPa de maneira reversível e adiabática. Se a razão de compressão V_1/V_2 desse motor for 8, determine a temperatura final do ar.

SOLUÇÃO Ar é comprimido no motor de um automóvel de forma isentrópica. Para uma determinada razão de compressão, a temperatura final do ar deve ser determinada.

Hipótese Sob determinadas condições, o ar pode ser tratado como um gás ideal. Assim, podemos aplicar as relações isentrópicas dos gases ideais.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama T-s do processo são mostrados na Fig. 7–38.

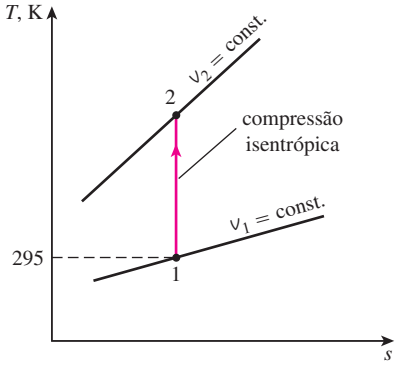
Esse processo pode ser facilmente reconhecido como isentrópico, uma vez que ele é reversível e adiabático. A temperatura final de um processo isentrópico pode ser determinada pela Eq. 7–50 com o auxílio dos dados de volume específico relativo (Tab. A–17) ilustrados na Fig. 7–39.

Nos sistemas fechados: $\dfrac{V_2}{V_1} = \dfrac{v_2}{v_1}$

A $T_1 = 295$ K: $v_{r1} = 647{,}9$

Da Eq. 7–50: $v_{r2} = v_{r1}\left(\dfrac{v_2}{v_1}\right) = (647{,}9)\left(\dfrac{1}{8}\right) = 80{,}99 \rightarrow T_2 = \mathbf{662{,}7\ K}$

(*continua*)



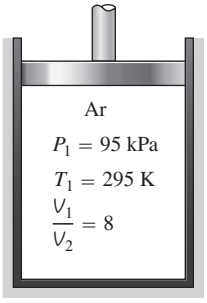


FIGURA 7–38 Esquema e diagrama T-s para o Exemplo 7–10.

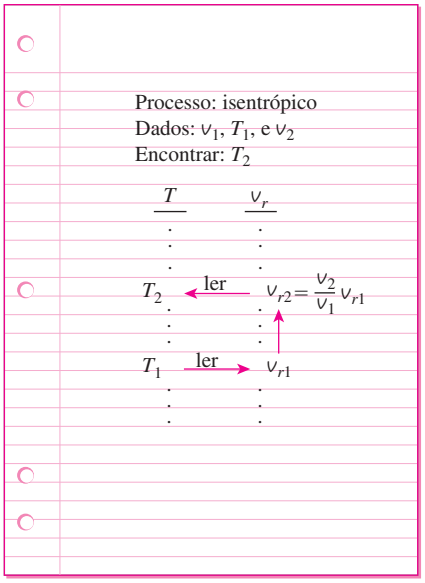


FIGURA 7–39 Uso de dados de v_r para calcular a temperatura final durante um processo isentrópico (Exemplo 7–10).

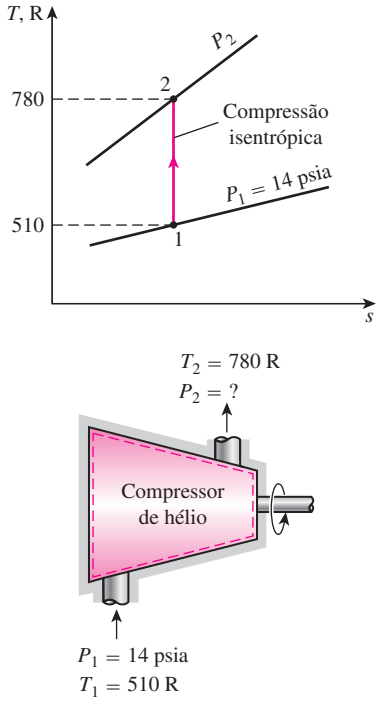


FIGURA 7–40 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–11.

(*continuação*)

Portanto, a temperatura do ar aumentará em 367,7 °C durante esse processo.

SOLUÇÃO ALTERNATIVA A temperatura final também poderia ser determinada pela Eq. 7–42, admitindo calores específicos constantes para o ar:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

A razão dos calores específicos k também varia com a temperatura, e precisamos usar o valor de k correspondente à temperatura média. Entretanto, a temperatura final não é dada, e portanto não podemos determinar a temperatura média com antecedência. Em tais casos, os cálculos podem ser iniciados com um valor de k na temperatura inicial ou em uma temperatura média arbitrária. Se preciso, esse valor pode ser atualizado posteriormente e os cálculos podem ser repetidos. Sabemos que a temperatura do ar aumenta consideravelmente durante um processo de compressão adiabática como esse, e estimamos que a temperatura média seja aproximadamente 450 K. O valor de k nesta temperatura média estimada é determinado pela Tab. A–2*b* como 1,391. Então, a temperatura final do ar será

$$T_2 = (295 \text{ K})(8)^{1{,}391-1} = 665{,}2 \text{ K}$$

Isso resulta em um valor para a temperatura média de 480,1 K, que está suficientemente próximo do valor estimado inicialmente em 450 K. Portanto, não é preciso repetir os cálculos usando o valor de k nessa temperatura média.

O resultado obtido ao se admitir calores específicos constantes para este caso apresenta um erro de cerca de 0,4%, um valor bastante pequeno. Isso não surpreende, uma vez que a variação da temperatura do ar é relativamente pequena (apenas algumas centenas de graus) e os calores específicos do ar variam quase que linearmente com a temperatura nesse intervalo.

EXEMPLO 7–11 Compressão isentrópica de um gás ideal

Gás hélio é comprimido por um compressor adiabático a um estado inicial de 14 psia e 50 °F até atingir uma temperatura final de 320 °F de uma maneira reversível. Determine a pressão de saída do hélio.

SOLUÇÃO Hélio é comprimido de um estado dado a uma pressão especificada isentropicamente. A pressão de saída do hélio deve ser determinada.

Hipótese Nas condições especificadas, o hélio pode ser tratado como um gás ideal. Portanto, as relações isentrópicas desenvolvidas anteriormente para um gás ideal são aplicáveis.

Análise Um esquema do sistema e o seu diagrama *T-s* para o processo são mostrados na Fig. 7–40.

A razão do calor específico k do hélio é 1,667 e é independente da temperatura na região onde ele se comporta como um gás ideal. Assim, a pressão final do hélio pode ser determinada pela Eq. 7–43:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (14 \text{ psia})\left(\frac{780 \text{ R}}{510 \text{ R}}\right)^{1{,}667/0{,}667} = \mathbf{40{,}5 \text{ psia}}$$

7–10 TRABALHO REVERSÍVEL NO ESCOAMENTO EM REGIME PERMANENTE

O trabalho realizado durante um processo depende da trajetória bem como das propriedades nos estados inicial e final. O trabalho de fronteira móvel reversível (quase-equilíbrio) associado aos sistemas fechados pode ser expresso utilizando as propriedades do fluido, como em

$$W_f = \int_1^2 P\, dV$$

Mencionamos que as interações de trabalho de quase-equilíbrio levam ao máximo trabalho resultante para dispositivos que produzem trabalho, ao passo que levam ao mínimo trabalho requerido para os dispositivos que consomem trabalho.

Seria igualmente interessante expressar o trabalho associado aos dispositivos com escoamento em regime permanente utilizando as propriedades do fluido.

Admitindo que a direção positiva para o trabalho seja para fora do sistema (realização de trabalho), o balanço de energia para um dispositivo com escoamento em regime permanente que passa por um processo internamente reversível pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta q_{rev} - \delta w_{rev} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Mas

$$\left.\begin{array}{ll} \delta q_{rev} = T\, ds & \text{(Eq. 7–16)} \\ T\, ds = dh - v\, dP & \text{(Eq. 7–24)} \end{array}\right\} \quad \delta q_{rev} = dh - v\, dP$$

Substituindo essa relação na equação anterior e cancelando dh, temos

$$-\delta w_{rev} = v\, dP + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Integrando, obtemos

$$w_{rev} = -\int_1^2 v\, dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep} \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(7–51)}$$

Quando as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, essa equação se reduz a

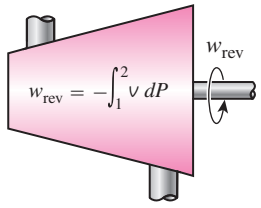
$$w_{rev} = -\int_1^2 v\, dP \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(7–52)}$$

As Eqs. 7–51 e 7–52 são relações para o *trabalho reversível resultante* associado a um processo internamente reversível de um dispositivo com escoamento em regime permanente. Elas produzirão um resultado negativo quando o trabalho for realizado sobre o sistema. Entretanto, para evitar o sinal negativo, a Eq. 7–51 pode ser escrita para a entrada de trabalho nos dispositivos com escoamento em regime permanente como compressores e bombas por

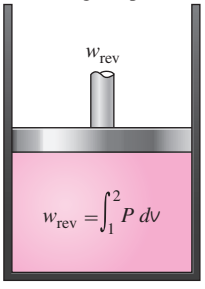
$$w_{rev,\,ent} = \int_1^2 v\, dP + \Delta\text{ec} + \Delta\text{ep} \qquad \textbf{(7–53)}$$

A semelhança entre $v\, dP$ nessas relações e $P\, dv$ é impressionante. Elas não devem ser confundidas, uma vez que $P\, dv$ está associado ao trabalho de fronteira reversível em sistemas fechados (Fig. 7–41).

Obviamente, para realizar a integração, é preciso conhecer v em função de P para o processo em questão. Quando o fluido de trabalho é *incompressível*, o



(*a*) Sistema com escoamento em regime permanente



(*b*) Sistema fechado

FIGURA 7–41 Relações para o trabalho reversível em sistemas com escoamento em regime permanente e fechados.

volume específico v permanece constante durante o processo e pode ser retirado da integração. Assim, a Eq. 7–51 pode ser simplificada para

$$w_{rev} = -v(P_2 - P_1) - \Delta ec - \Delta ep \qquad (kJ/kg) \qquad \textbf{(7–54)}$$

Para o escoamento em regime permanente de um líquido através de um dispositivo que não envolve interações de trabalho (como um bocal ou um trecho de um tubo), o termo de trabalho é zero e a equação anterior pode ser expressa por

$$v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_2^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad \textbf{(7–55)}$$

que é conhecida como a **equação de Bernoulli** em mecânica dos fluidos. Ela foi desenvolvida para um processo internamente reversível e, portanto, se aplica aos fluidos incompressíveis, nos quais não há irreversibilidades como atrito ou ondas de choque. Entretanto, essa equação pode ser modificada para incorporar tais efeitos.

A Eq. 7–52 tem implicações importantes na engenharia no que se refere aos dispositivos que produzem ou consomem trabalho em regime permanente, como as turbinas, os compressores e as bombas. Essa equação deixa claro que o trabalho reversível no escoamento em regime permanente está intimamente associado ao volume específico do fluido que escoa através do dispositivo. *Quanto maior for o volume específico, maior será o trabalho reversível produzido ou consumido pelo dispositivo com escoamento em regime permanente* (Fig. 7–42). Essa conclusão é igualmente válida para os dispositivos com escoamento em regime permanente reais. Portanto, é imprescindível se esforçar para manter o volume específico de um fluido no nível mínimo possível, durante um processo de compressão, (minimizando assim o trabalho requerido), e no nível máximo possível durante um processo de expansão, para maximizar a produção de trabalho.

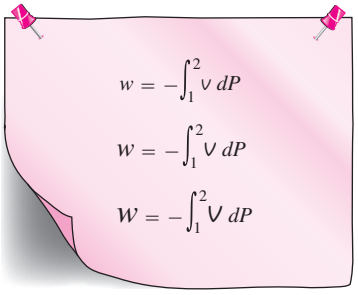


FIGURA 7–42 Quanto maior for o volume específico, maior será o trabalho produzido (ou consumido) por um dispositivo com escoamento em regime permanente.

Nas usinas de potência a vapor ou a gás, a elevação da pressão na bomba ou no compressor é igual à queda de pressão na turbina, desde que não levemos em conta as perdas de pressão nos outros diversos componentes. Nas usinas a vapor, a bomba processa o líquido, o qual tem um volume específico muito baixo, e a turbina processa o vapor, cujo volume específico é muitas vezes maior. Assim, o trabalho realizado pela turbina é muito maior que o trabalho entregue à bomba. Esse é um dos motivos para o amplo uso das usinas de potência a vapor na geração de energia elétrica.

Se precisássemos comprimir o vapor de água que deixa a turbina de volta para a pressão na entrada da turbina antes de resfriá-lo primeiro no condensador (com o intuito de "economizar" o calor rejeitado), teríamos que fornecer todo o trabalho produzido pela turbina de volta ao compressor. Na verdade, o trabalho a ser fornecido seria até maior do que o trabalho produzido pela turbina, por causa das irreversibilidades presentes em ambos os processos.

Nas usinas de potência a gás, o fluido de trabalho (em geral o ar) é comprimido na fase gasosa, e uma parte considerável do trabalho produzido na turbina é consumida pelo compressor. Consequentemente, uma usina de potência a gás fornece menos trabalho líquido por unidade de massa do fluido de trabalho.

EXEMPLO 7–12 Comprimindo uma substância nas fases líquida e gasosa

Determine o trabalho entregue a um compressor para que água seja comprimida de forma isentrópica de 100 kPa a 1 MPa, admitindo que no estado de entrada a água existe como (*a*) líquido saturado e (*b*) vapor saturado.

SOLUÇÃO Água deve ser comprimida de uma determinada pressão até uma pressão mais alta de forma isentrópica. O trabalho necessário deve ser determinado considerando que a água na entrada é um líquido saturado e considerando que é um vapor saturado.

Hipóteses **1** O regime de operação é permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** O processo é isentrópico.

Análise Definimos primeiro a turbina e depois a bomba como o *sistema*. Ambos são *volumes de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira. Esquemas da bomba e da turbina, juntamente com o diagrama *T-s*, são mostrados na Fig. 7–43.

(*a*) Neste caso, inicialmente o fluido de trabalho é um líquido saturado, e seu volume específico é

$$v_1 = v_{l\,@\,100\text{ kPa}} = 0{,}001043\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

que permanece essencialmente constante durante o processo.

Assim,

$$\begin{aligned} w_{\text{rev, ent}} &= \int_1^2 v\,dP \cong v_1(P_2 - P_1) \\ &= (0{,}001043\ \text{m}^3/\text{kg})[(1.000 - 100)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) \\ &= \mathbf{0{,}94\ kJ/kg} \end{aligned}$$

(*b*) Desta vez, o vapor de água encontra-se inicialmente saturado e permanece na fase vapor durante todo o processo de compressão. Como o volume específico de um gás varia consideravelmente durante um processo de compressão, precisamos saber como v varia com P para realizar a integração da Eq. 7–53. Em geral, essa relação não se encontra facilmente disponível. Entretanto, para um processo isentrópico, ela é facilmente obtida a partir da segunda relação $T\,ds$ fazendo $ds = 0$:

$$\left.\begin{array}{l} T\,ds = dh - v\,dP \quad \text{(Eq. 7-24)} \\ ds = 0 \quad \text{(processo isoentrópico)} \end{array}\right\} \quad v\,dP = dh$$

Assim,

$$w_{\text{rev, ent}} = \int_1^2 v\,dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

Esse resultado poderia também ter sido obtido a partir do balanço de energia para um processo isentrópico com escoamento em regime permanente. A seguir, determinamos as entalpias:

$$\textit{Estado 1:} \quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 100\ \text{kPa} \\ \text{(vapor sat.)} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 2.675{,}0\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 7{,}3589\ \text{kJ/kg·K} \end{array} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

$$\textit{Estado 2:} \quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 1\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 3.194{,}5\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

Assim,

$$w_{\text{rev, ent}} = (3.194{,}5 - 2.675{,}0)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{519{,}5\ kJ/kg}$$

Discussão Observe que o trabalho necessário para comprimir a água na forma de vapor é mais do que 500 vezes maior do que aquele necessário para comprimi-la na forma líquida entre os mesmos limites de pressão.

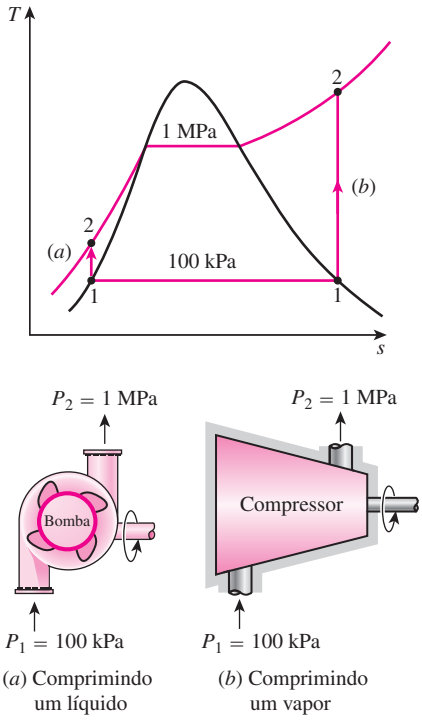


FIGURA 7–43 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–12.

Demonstração de que os dispositivos com escoamento em regime permanente produzem o máximo e consomem o mínimo trabalho quando o processo é reversível

Mostramos no Cap. 6 que os dispositivos cíclicos (máquinas térmicas, refrigeradores e bombas de calor) produzem o máximo e consomem o mínimo trabalho quando são usados os processos reversíveis. Demonstramos agora que isso também pode acontecer em dispositivos individuais como as turbinas e os compressores em operação em regime permanente.

Considere dois dispositivos com escoamento em regime permanente, um reversível e outro irreversível, operando entre os mesmos estados de entrada e de saída. Novamente, considerando a transferência de calor para o sistema e o trabalho realizado pelo sistema como quantidades positivas, o balanço de energia para cada um desses dispositivos pode ser expresso na forma diferencial por

Real: $$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Reversível: $$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + d\text{ec} + d\text{ep}$$

Os lados direitos dessas duas equações são idênticos, uma vez que ambos os dispositivos operam entre os mesmos estados inicial e final. Assim,

$$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}}$$

ou

$$\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta q_{\text{real}}$$

Entretanto,

$$\delta q_{\text{rev}} = T\, ds$$

Substituindo esta relação na equação anterior e dividindo cada termo por T, obtemos

$$\frac{\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{real}}}{T} = ds - \frac{\delta q_{\text{real}}}{T} \geq 0$$

uma vez que

$$ds \geq \frac{\delta q_{\text{real}}}{T}$$

Além disso, T é a temperatura absoluta, que é sempre positiva. Assim,

$$\partial w_{\text{rev}} \geq \partial w_{\text{real}}$$

ou

$$w_{\text{rev}} \geq w_{\text{real}}$$

Portanto, dispositivos que produzem trabalho da mesma forma que as turbinas (w é positivo) fornecem mais trabalho, e os dispositivos que consomem trabalho, como as bombas e os compressores (w é negativo), exigem menos trabalho quando operam de forma reversível (Fig. 7–44).

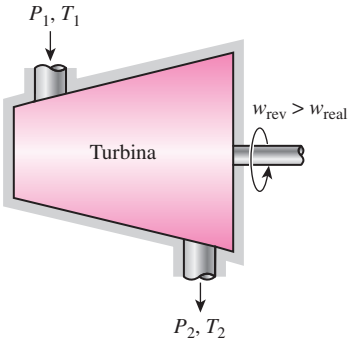


FIGURA 7–44 Uma turbina reversível produz mais trabalho do que uma turbina irreversível se ambas operarem entre os mesmos estados inicial e final.

7–11 MINIMIZANDO O TRABALHO DO COMPRESSOR

Acabamos de mostrar que o trabalho entregue a um compressor é minimizado quando o processo de compressão é executado de forma internamente reversível.

Quando as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, o trabalho do compressor é dado por (Eq. 7–53)

$$w_{\text{rev, ent}} = \int_1^2 v\, dP \qquad \textbf{(7–56)}$$

Obviamente, uma forma de minimizar o trabalho do compressor é chegar o mais próximo possível de um processo internamente reversível, minimizando as irreversibilidades como o atrito, a turbulência e a compressão em não equilíbrio. A medida com a qual isso pode ser realizado é limitada por fatores de ordem econômica. A segunda forma (mais prática) de reduzir o trabalho do compressor é manter o volume específico do gás no menor nível possível durante o processo de compressão. Isso é feito mantendo a mais baixa temperatura possível para o gás durante a compressão, uma vez que o volume específico de um gás é proporcional à temperatura. Assim, a redução do trabalho entregue a um compressor requer que o gás seja resfriado à medida que é comprimido.

Para termos uma melhor compreensão do efeito do resfriamento durante o processo de compressão, comparamos a natureza do trabalho de compressão nos três tipos de processo: *um processo isentrópico* (não envolve resfriamento), *um processo politrópico* (envolve um certo resfriamento) e um *processo isotérmico* (envolve o máximo resfriamento). Admitindo que todos os três processos sejam executados entre os mesmos níveis de pressão ($P1$ e $P2$) de forma internamente reversível e que o gás se comporte como um gás ideal ($Pv = RT$) com calores específicos constantes, vemos que o trabalho de compressão é determinado pela integração da Eq. 7–56 para cada caso, com os seguintes resultados:

Isentrópico (Pv^k = constante):

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right] \qquad \textbf{(7–57}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

Politrópico (Pv^n = constante):

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \qquad \textbf{(7–57}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Isotérmico (Pv = constante):

$$w_{\text{comp, ent}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(7–57}\boldsymbol{c}\textbf{)}$$

Os três processos são mostrados em um diagrama P-v na Fig. 7–45 para o mesmo estado de entrada e pressão de saída. Em um diagrama P-v, a área à esquerda da curva do processo é a integral de $v\, dP$. Assim, ela é uma medida do trabalho de compressão com escoamento em regime permanente. É interessante observar nesse diagrama que, dos três casos internamente reversíveis, a compressão adiabática (Pv^k = constante) exige o trabalho máximo e a compressão isotérmica (T = constante ou Pv = constante), o trabalho mínimo. O trabalho de compressão no caso politrópico (Pv^n = constante) está entre esses dois e diminui à medida que o expoente politrópico n diminui, aumentando a rejeição de calor durante o processo de compressão. Se calor suficiente for removido, o valor de n se aproxima da unidade e o processo torna-se isotérmico. Uma forma comum de resfriar o gás durante a compressão é usar as camisas de resfriamento ao redor da carcaça dos compressores.

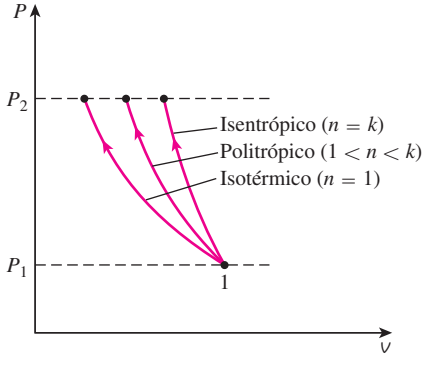


FIGURA 7–45 Diagramas P-v dos processos de compressão isentrópico, politrópico e isotérmico entre os mesmos limites de pressão.

Compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário

Os argumentos anteriores deixam claro que o resfriamento de um gás à medida que ele é comprimido é desejável, uma vez que isso reduz o trabalho de compressão. Entretanto, nem sempre é possível efetuar um resfriamento adequado na carcaça do compressor, e torna-se necessário o uso de outras técnicas para alcançar um resfriamento efetivo. Uma dessas técnicas é a **compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário**, na qual o gás é comprimido em estágios e resfriado entre cada estágio, quando passa por um trocador de calor chamado *resfriador intermediário*. Idealmente, o processo de resfriamento ocorre a uma pressão constante e o gás é resfriado à temperatura inicial T_1 em cada trocador de calor intermediário. A compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário é particularmente atrativa quando um gás deve ser comprimido a altas pressões.

O efeito do resfriamento intermediário sobre o trabalho do compressor é ilustrado graficamente nos diagramas P-v e T-s da Fig. 7–46 para um compressor de dois estágios. O gás é comprimido no primeiro estágio de P_1 até uma pressão intermediária P_x, resfriado a uma pressão constante até a temperatura inicial T_1 e comprimido no segundo estágio até a pressão final P_2. Em geral, os processos de compressão podem ser modelados como politrópicos (Pv^n = constante), nos quais o valor de n varia entre k e 1. A área colorida do diagrama P-v representa a economia de trabalho resultante da compressão em dois estágios com resfriamento intermediário. As trajetórias dos processos isotérmico e politrópico de um único estágio também são exibidas para comparação.

O tamanho da área colorida (o trabalho de compressão economizado) varia com o valor da pressão intermediária P_x, sendo de interesse prático determinar as condições sob as quais essa área é maximizada. O trabalho de compressão total de um compressor de dois estágios é a soma dos trabalhos realizados em cada estágio da compressão, como determina a Eq. 7–57*b*:

$$w_{\text{comp, ent}} = w_{\text{comp I, ent}} + w_{\text{comp II, ent}}$$
$$= \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \textbf{(7–58)}$$

A única variável nessa equação é P_x. O valor P_x que minimiza o trabalho total é determinado igualando a zero a primeira derivada dessa expressão com relação a P_x. O resultado é

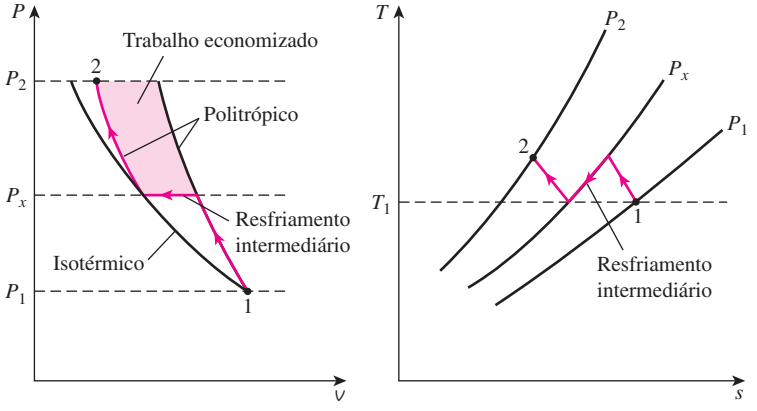


FIGURA 7–46 Diagramas P-v e T-s de um processo de compressão em dois estágios com escoamento em regime permanente.

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} \quad \text{ou} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \tag{7–59}$$

Ou seja, *para minimizar o trabalho de compressão durante a compressão de dois estágios, a razão de pressão em cada estágio do compressor deve ser a mesma.* Quando essa condição é atendida, o trabalho de compressão em cada estágio torna-se idêntico, ou seja, $w_{\text{comp I, ent}} = w_{\text{comp II, ent}}$.

EXEMPLO 7–13 Trabalho de compressão nos diversos tipos de processo

Ar é comprimido em regime permanente por um compressor reversível de um estado de entrada de 100 kPa e 300 K até uma pressão de saída de 900 kPa. Determine o trabalho do compressor por unidade de massa para (*a*) uma compressão isentrópica com $k = 1{,}4$, (*b*) uma compressão politrópica com $n = 1{,}3$, (*c*) uma compressão isotérmica e (*d*) uma compressão ideal em dois estágios com resfriamento intermediário com expoente politrópico de 1,3.

SOLUÇÃO Ar é comprimido de forma reversível de um determinado estado até uma pressão especificada. O trabalho do compressor deve ser determinado nos casos de compressão isentrópica, politrópica, isotérmica e em dois estágios.

Hipóteses **1** Há operação em regime permanente. **2** Nas condições especificadas, o ar pode ser tratado como um gás ideal. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Definimos o compressor como nosso sistema. Este é um volume de controle, uma vez que massa atravessa a fronteira. Um esquema do sistema e o diagrama *T-s* do processo são mostrados na Fig. 7–47.

Os trabalhos de compressão com escoamento em regime permanente em todos os quatro casos são determinados usando as relações desenvolvidas anteriormente nesta seção:

(*a*) Compressão isentrópica com $k = 1{,}4$:

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

$$= \frac{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(300\ \text{K})}{1{,}4-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1\right]$$

$$= \mathbf{263{,}2\ kJ/kg}$$

(*b*) Compressão politrópica com $n = 1{,}3$:

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1{,}3)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(300\ \text{K})}{1{,}3-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1{,}3-1)/1{,}3} - 1\right]$$

$$= \mathbf{246{,}4\ kJ/kg}$$

(*c*) Compressão isotérmica:

$$w_{\text{comp, ent}} = RT\ln\frac{P_2}{P_1} = (0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(300\ \text{K})\ln\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{189{,}2\ kJ/kg}$$

(*d*) Compressão ideal em dois estágios com resfriamento intermediário ($n = 1{,}3$): neste caso, a razão de pressão em cada estágio é igual, e o valor da pressão intermediária é

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} = [(100\ \text{kPa})(900\ \text{kPa})]^{1/2} = 300\ \text{kPa}$$

(*continua*)

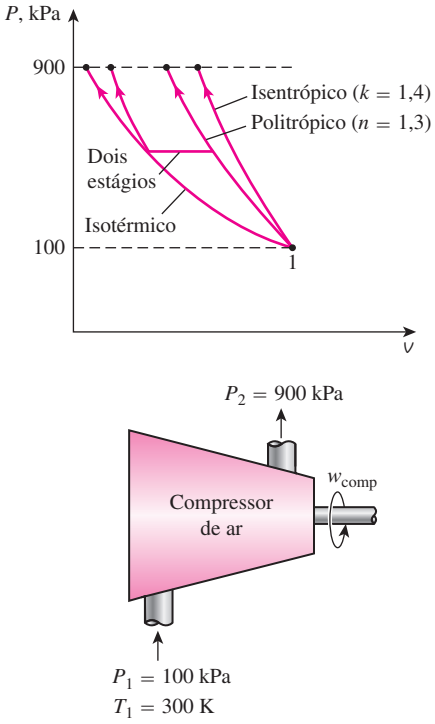


FIGURA 7–47 Esquema e diagrama *P-v* para o Exemplo 7–13.

(*continuação*)
O trabalho de compressão em cada estágio também é igual. Assim, o trabalho total do compressor é duas vezes o trabalho de compressão de um dos estágios:

$$w_{\text{comp, ent}} = 2w_{\text{comp I, ent}} = 2\,\frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$
$$= \frac{2(1{,}3)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(300\ \text{K})}{1{,}3-1}\left[\left(\frac{300\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1{,}3-1)/1{,}3} - 1\right]$$
$$= \mathbf{215{,}3\ kJ/kg}$$

Discussão Dos quatro casos considerados, a compressão isotérmica exige o trabalho mínimo e a compressão isentrópica exige o trabalho máximo. O trabalho do compressor diminui quando dois estágios de compressão politrópica são usados em vez de apenas um. À medida que o número de estágios no compressor aumenta, o trabalho de compressão se aproxima do valor obtido no caso isotérmico.

7–12 EFICIÊNCIAS ISENTRÓPICAS DE DISPOSITIVOS COM ESCOAMENTO EM REGIME PERMANENTE

Mencionamos várias vezes que as irreversibilidades são inerentes a todos os processos reais e sempre resultam em uma degradação do desempenho dos dispositivos. Em análises de engenharia é recomendável dispor de alguns parâmetros que nos permitam quantificar o grau de degradação da energia nos dispositivos. No último capítulo fizemos isso para os dispositivos cíclicos, como as máquinas térmicas e os refrigeradores, comparando os ciclos reais com os ciclos idealizados, como o ciclo de Carnot, por exemplo, um ciclo composto totalmente por processos reversíveis e que serviu de *ciclo modelo* com o qual os ciclos reais são comparados. Esse modelo de ciclo idealizado nos permitiu determinar os limites teóricos do desempenho para os dispositivos cíclicos sob condições especificadas e examinar o modo como o desempenho dos dispositivos reais é afetado pelas irreversibilidades.

Agora estenderemos a análise a dispositivos de engenharia trabalhando isoladamente sob condições de escoamento em regime permanente, como as turbinas, os compressores e bocais, e examinaremos o grau de degradação da energia nesses dispositivos devido às irreversibilidades. Entretanto, em primeiro lugar precisamos definir um processo ideal que sirva de modelo para os processos reais.

Embora seja inevitável alguma transferência de calor entre esses dispositivos e a vizinhança, muitos dispositivos com escoamento em regime permanente são projetados para operar sob condições adiabáticas. Assim, o processo modelo para esses dispositivos deve ser o adiabático. Além disso, um processo ideal não envolveria irreversibilidades, uma vez que seu efeito é sempre a degradação do desempenho dos dispositivos de engenharia. Desse modo, o processo ideal que pode servir como modelo adequado para os dispositivos com escoamento em regime permanente e adiabático é o processo *isentrópico* (Fig. 7–48).

Quanto mais próximo o processo real seguir o processo isentrópico idealizado, melhor será o desempenho do dispositivo. Assim, seria bom dispor de um parâmetro que expressasse quantitativamente o grau de eficiência com o qual um dispositivo real se aproxima de um dispositivo idealizado. Esse parâmetro é a **eficiência**

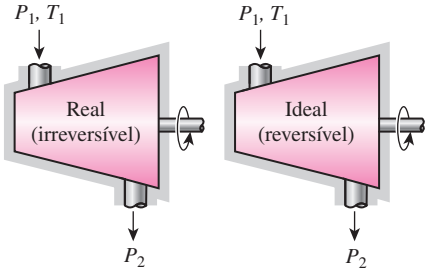


FIGURA 7–48 O processo isentrópico não apresenta irreversibilidades e serve de processo ideal para os dispositivos adiabáticos.

isentrópica ou **adiabática**, que é uma medida do desvio entre os processos reais e os processos idealizados correspondentes.

As eficiências isentrópicas são definidas de forma diferente para dispositivos diferentes, uma vez que cada dispositivo é concebido para executar tarefas diferentes. Assim, definimos a seguir as eficiências isentrópicas das turbinas, dos compressores e dos bocais comparando o desempenho real desses dispositivos com seus desempenhos em condições isentrópicas para o mesmo estado de entrada e pressão de saída.

Eficiência isentrópica das turbinas

Para uma turbina operando em regime permanente, o estado de entrada do fluido de trabalho e a pressão de descarga são fixos. Assim, o processo ideal de uma turbina adiabática é um processo isentrópico entre o estado de entrada e a pressão de descarga. O que se deseja de uma turbina é a produção de trabalho, e a **eficiência isentrópica de uma turbina** é definida como *a razão entre o trabalho resultante real da turbina e o trabalho resultante que seria alcançado se o processo entre o estado e entrada e a pressão de saída fosse isentrópico*:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabalho real da turbina}}{\text{Trabalho isentrópico da turbina}} = \frac{w_r}{w_s} \qquad \textbf{(7–60)}$$

Em geral, as variações das energias cinética e potencial associadas a uma corrente de fluido que escoa através de uma turbina são pequenas em relação à variação da entalpia, e podem ser desprezadas. Assim, o trabalho resultante de uma turbina adiabática torna-se simplesmente a variação da entalpia, e assim a Eq. 7–60 torna-se

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(7–61)}$$

onde h_{2r} e h_{2s} são os valores de entalpia no estado de saída para os processos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7–49).

O valor de ε_T depende substancialmente do projeto dos componentes individuais que formam a turbina. Turbinas de grande porte e bem projetadas têm eficiências isentrópicas acima de 90%. Porém, em turbinas pequenas, essa eficiência pode ficar abaixo de 70%. O valor da eficiência isentrópica de uma turbina é determinado pela medição do trabalho real da turbina e pelo cálculo do trabalho isentrópico nas condições medidas na entrada e na pressão de saída. Tal valor pode, então, ser usado convenientemente no projeto de usinas de potência.

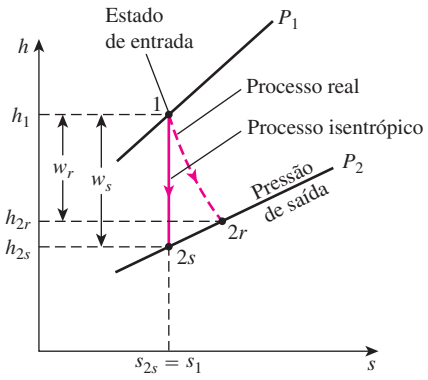


FIGURA 7–49 O diagrama *h*-*s* dos processos real e isentrópico em uma turbina adiabática.

EXEMPLO 7–14 Eficiência isentrópica de uma turbina a vapor

Vapor de água entra em uma turbina adiabática em regime permanente a 3 MPa e 400 °C e sai a 50 kPa e 100 °C. Se a potência produzida pela turbina for de 2 MW, determine (*a*) a eficiência isentrópica da turbina e (*b*) a vazão mássica de vapor de água que escoa através da turbina.

(*continua*)

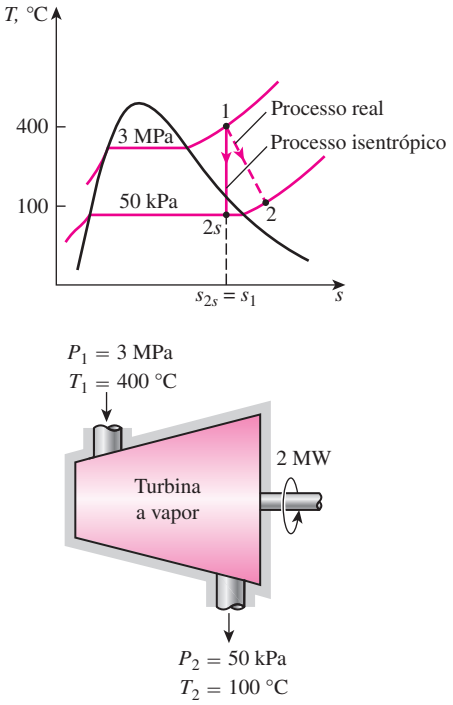


FIGURA 7–50 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–14.

(*continuação*)

SOLUÇÃO Vapor de água escoa em regime permanente em uma turbina entre os estados de entrada e de saída. Para uma potência resultante conhecida, a eficiência isentrópica e a vazão mássica devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Há escoamento em regime permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *T-s* do processo são mostrados na Fig. 7–50.

(*a*) As entalpias nos diversos estados são

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPA} \\ T_1 = 400\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3.231{,}7\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6{,}9235\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

$$\textit{Estado 2r:}\quad \left.\begin{matrix} P_{2r} = 50\ \text{kPa} \\ T_{2r} = 100\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_{2r} = 2.682{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

A entalpia de saída do vapor de água para o processo isentrópico h_{2s} é determinada a partir da condição de que a entropia do vapor de água deve permanecer constante ($s_{2s} = s_1$):

$$\textit{Estado 2s:}\quad \begin{matrix} P_{2s} = 50\ \text{kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{matrix} \longrightarrow \begin{matrix} s_l = 1{,}0912\ \text{kJ/kg·K} \\ s_v = 7{,}5931\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–5)}$$

Obviamente, ao final do processo isentrópico temos uma mistura líquido-vapor saturada, uma vez que $s_l < s_{2s} < s_v$. Assim, em primeiro lugar, precisamos encontrar o título no estado 2*s*:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_l}{s_{lv}} = \frac{6{,}9235 - 1{,}0912}{6{,}5019} = 0{,}897$$

e

$$h_{2s} = h_l + x_{2s}h_{lv} = 340{,}54 + 0{,}897(2.304{,}7) = 2.407{,}9\ \text{kJ/kg}$$

Substituindo os valores de entalpia na Eq. 7–61, a eficiência isentrópica da turbina é determinada por

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3.231{,}7 - 2.682{,}4}{3.231{,}7 - 2.407{,}9} = \mathbf{0{,}667,\ ou\ 66{,}7\%}$$

(*b*) A vazão mássica de vapor de água através da turbina é determinada a partir do balanço de energia para dispositivos com escoamento em regime permanente:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{r,\,\text{sai}} + \dot{m}h_{2r}$$

$$\dot{W}_{r,\,\text{sai}} = \dot{m}(h_1 - h_{2r})$$

$$2\ \text{MW}\left(\frac{1.000\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right) = \dot{m}(3.231{,}7 - 2.682{,}4)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m} = \mathbf{3{,}64\ kg/s}$$

Eficiências isentrópicas de compressores e bombas

A **eficiência isentrópica de um compressor** é definida como *a razão entre o trabalho necessário para elevar a pressão de um gás até um valor especificado de forma isentrópica e o trabalho de compressão real:*

$$\eta_C = \frac{\text{Trabalho isentrópico do compressor}}{\text{Trabalho real do compressor}} = \frac{w_s}{w_r} \qquad \textbf{(7–62)}$$

Observe que a eficiência do compressor isentrópico é definida com o *trabalho isentrópico no numerador* e não no denominador. Isso acontece porque w_s é menor que w_r, e essa definição evita que η_C seja mais que 100%, o que erroneamente sugere que os compressores reais têm melhor desempenho que os compressores isentrópicos. Observe também que as condições de entrada e a pressão de saída do gás são as mesmas para o compressor real e para o compressor isentrópico.

Quando as variações das energias cinética e potencial do gás que está sendo comprimido são desprezíveis, o trabalho entregue a um compressor adiabático torna-se igual à variação de entalpia, e então a Eq. 7–62 torna-se

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \qquad \textbf{(7–63)}$$

onde h_{2r} e h_{2s} são os valores da entalpia no estado de saída para os processos real e isentrópico, respectivamente, como ilustra a Fig. 7–51. Novamente, o valor de η_C depende bastante do projeto do compressor. Compressores bem projetados têm eficiências isentrópicas que vão de 80 a 90%.

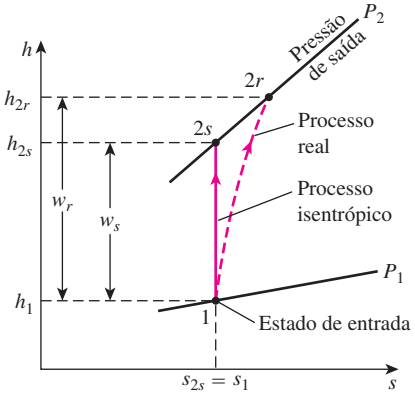


FIGURA 7–51 O diagrama *h-s* dos processos real e isentrópico de um compressor adiabático.

Quando as variações das energias cinética e potencial de um líquido são desprezíveis, a eficiência isentrópica de uma bomba é definida de modo similar como

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_r} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2r} - h_1} \qquad \textbf{(7–64)}$$

Quando não se tenta resfriar o gás quando ele é comprimido, o processo de compressão real é aproximadamente adiabático, e o processo adiabático reversível (ou seja, isentrópico) representa o processo ideal. Entretanto, às vezes os *compressores são resfriados intencionalmente* utilizando aletas ou uma camisa de água colocada em torno da carcaça para reduzir o trabalho de compressão (Fig. 7–52). Nesse caso, o processo isentrópico não é um modelo adequado para o processo, uma vez que o dispositivo não é mais adiabático e a eficiência isentrópica do compressor definida anteriormente não tem mais significado. Um modelo de processo realista para os compressores resfriados intencionalmente durante o processo de compressão é o *processo isotérmico reversível*. Em tais casos, podemos definir de forma conveniente a **eficiência isotérmica** comparando o processo real com um processo isotérmico reversível:

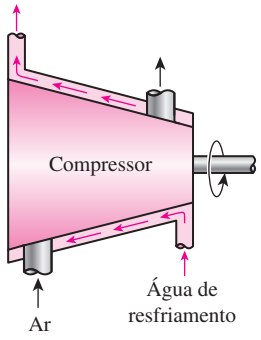


FIGURA 7–52 Compressores são algumas vezes resfriados intencionalmente para minimizar o trabalho de compressão.

$$\eta_C = \frac{w_t}{w_r} \qquad \textbf{(7–65)}$$

onde w_t e w_r são os trabalhos de compressão para os casos isotérmico reversível e real, respectivamente.

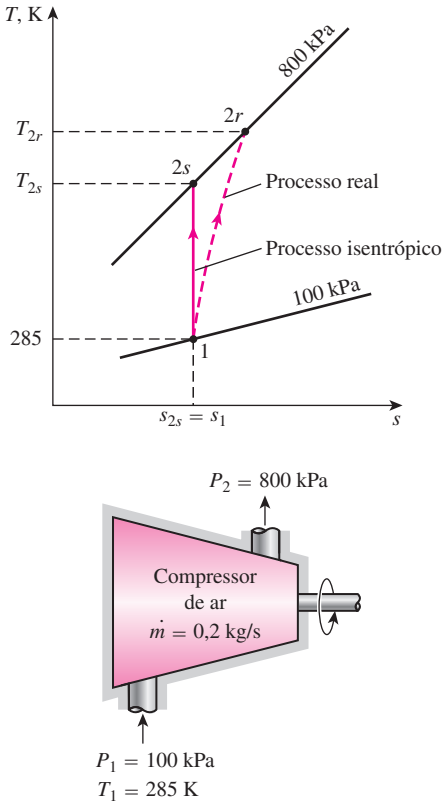


FIGURA 7–53 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–15.

EXEMPLO 7–15 Efeito da eficiência sobre a potência entregue ao compressor

Ar é comprimido por um compressor adiabático de 100 kPa e 12 °C até uma pressão de 800 kPa à vazão constante de 0,2 kg/s. Se a eficiência isentrópica do compressor for de 80%, determine (*a*) a temperatura de saída do ar e (*b*) a potência entregue ao compressor.

SOLUÇÃO O ar é comprimido até uma pressão com uma vazão especificada. Para uma determinada eficiência isentrópica, a temperatura de saída e a potência de compressão devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O regime da operação é permanente. **2** O ar é um gás ideal. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *T-s* do processo são mostrados na Fig. 7–53.

(*a*) Conhecemos apenas uma propriedade (a pressão) no estado final, de modo que precisamos conhecer mais uma propriedade para definir o estado e determinar a temperatura de saída. Uma propriedade que pode ser facilmente determinada nesse caso é h_{2r}, uma vez que a eficiência isentrópica do compressor é fornecida. Na entrada do compressor,

$$T_1 = 285\ \text{K} \quad \rightarrow \quad h_1 = 285{,}14\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tab. A–17)}$$
$$(P_{r1} = 1{,}1584)$$

A entalpia do ar ao final do processo de compressão isentrópico é determinada pelo uso de uma das relações isentrópicas dos gases ideais,

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 1{,}1584\left(\frac{800\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right) = 9{,}2672$$

e

$$P_{r2} = 9{,}2672 \quad \rightarrow \quad h_{2s} = 517{,}05\ \text{kJ/kg}$$

Substituindo as grandezas conhecidas na expressão da eficiência isentrópica, temos

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad \rightarrow \quad 0{,}80 = \frac{(517{,}05 - 285{,}14)\ \text{kJ/kg}}{(h_{2r} - 285{,}14)\ \text{kJ/kg}}$$

Assim,

$$h_{2r} = 575{,}03\ \text{kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_{2r} = \mathbf{569{,}5\ K}$$

(*b*) A potência de compressão necessária é determinada a partir do balanço de energia dos dispositivos com escoamento em regime permanente.

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$
$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_{r,\text{ent}} = \dot{m}h_{2r}$$
$$\dot{W}_{r,\text{ent}} = \dot{m}(h_{2r} - h_1)$$
$$= (0{,}2\ \text{kg/s})[(575{,}03 - 285{,}14)\ \text{kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{58{,}0\ kW}$$

Discussão Observe que, ao determinarmos a potência entregue ao compressor, usamos h_{2r} e não h_{2s}, uma vez que h_{2r} é a entalpia real do ar na saída do compressor. A quantidade h_{2s} é um valor hipotético para a entalpia que o ar teria se o processo fosse isentrópico.

Eficiência isentrópica dos bocais

Os bocais são dispositivos essencialmente adiabáticos usados para acelerar um fluido. Assim, o processo isentrópico é um modelo adequado para os bocais. A **eficiência isentrópica de um bocal** é definida como *a razão entre a energia cinética real do fluido na saída do bocal e a energia cinética na saída de um bocal isentrópico para o mesmo estado de entrada e pressão de saída.* Ou seja,

$$\eta_B = \frac{\text{EC real na saída do bocal}}{\text{EC isentrópica na saída do bocal}} = \frac{V_{2r}^2}{V_{2s}^2} \qquad \textbf{(7–66)}$$

Observe que a pressão de saída é igual para os processos real e isentrópico, mas os estados de saída são diferentes.

Bocais não envolvem interações de trabalho, e o fluido passa por pouca ou nenhuma variação em sua energia potencial ao escoar através do dispositivo. Se, além disso, a velocidade de entrada do fluido for pequena com relação à velocidade de saída, o balanço de energia nesse dispositivo com escoamento em regime permanente se reduz a

$$h_1 = h_{2r} + \frac{V_{2r}^2}{2}$$

Assim, a eficiência isentrópica do bocal pode ser expressa em relação às entalpias:

$$\eta_B \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(7–67)}$$

onde h_{2r} e h_{2s} são os valores da entalpia na saída para os processos real e isentrópico respectivamente (Fig. 7–54). As eficiências isentrópicas dos bocais geralmente estão acima de 90%. Eficiências de bocais acima de 95% não são raras.

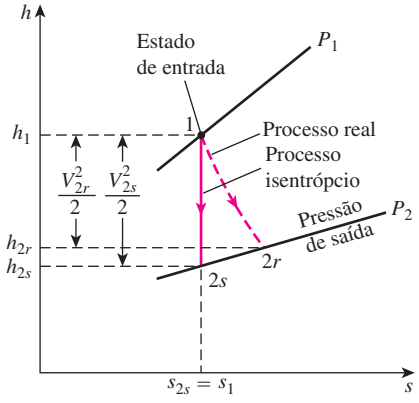


FIGURA 7–54 Diagrama *h-s* dos processos real e isentrópico em um bocal adiabático.

EXEMPLO 7–16 Efeito da eficiência sobre a velocidade na saída do bocal

Ar a 200 kPa e 950 K entra em um bocal adiabático a baixa velocidade e é descarregado à pressão de 80 kPa. Se a eficiência isentrópica do bocal for de 92%, determine (*a*) a máxima velocidade de saída possível, (*b*) a temperatura de saída e (*c*) a velocidade de saída real do ar. Admita calores específicos constantes para o ar.

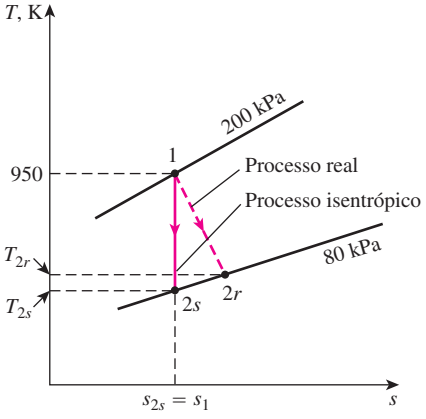
SOLUÇÃO A aceleração do ar em um bocal é considerada. Para pressão de saída e eficiência isentrópica conhecidas, as velocidades de saída máxima e real assim como a temperatura de saída devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A operação se dá em regime permanente. **2** O ar é um gás ideal. **3** A energia cinética na entrada é desprezível.

Análise Um esquema do sistema e o diagrama *T-s* do processo são mostrados na Fig. 7–55.

A temperatura do ar cai durante o processo de aceleração porque parte de sua energia interna se converte em energia cinética. Esse problema poderia ser resolvido de maneira mais precisa usando dados de propriedades da tabela do ar. Entretanto, iremos admitir calores específicos constantes (e assim, sacrificar parte da precisão) para demonstrar sua utilidade. Digamos que a temperatura média do ar seja de cerca

(*continua*)



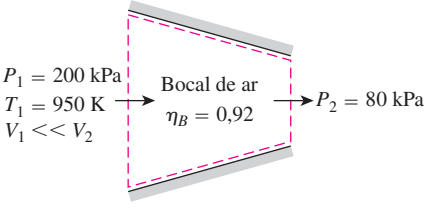


FIGURA 7–55 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–16.

(*continuação*)
de 800 K. Valores médios de c_p e k nessa temperatura média estimada são determinados na Tab. A–2*b* como $c_p = 1{,}099$ kJ/kg K e $k = 1{,}354$.
(*a*) A velocidade de saída do ar será máxima quando o processo no bocal não envolver nenhuma irreversibilidade, e será determinada pela equação de energia com escoamento em regime permanente. Entretanto, em primeiro lugar, precisamos determinar a temperatura de saída. Para um processo isentrópico de um gás ideal temos:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

ou

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950\text{ K})\left(\frac{80\text{ kPa}}{200\text{ kPa}}\right)^{0{,}354/1{,}354} = 748\text{ K}$$

Isso resulta em uma temperatura média de 849 K, que é um pouco mais alta que a temperatura média admitida inicialmente (800 K). O resultado poderia ser refinado pela reavaliação do valor de k, admitido como 749 K, e pela repetição dos cálculos, mas isso não é necessário, uma vez que as duas temperaturas médias estão suficientemente próximas (isso mudaria a temperatura final em apenas 1,5 K, o que não é significativo).

Agora podemos determinar a velocidade de saída isentrópica do ar a partir do balanço de energia para esse processo isentrópico com escoamento em regime permanente:

$$e_{\text{ent}} = e_{\text{sai}}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{2s} + \frac{V_{2s}^2}{2}$$

ou

$$V_{2s} = \sqrt{2(h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2c_{p,\text{med}}(T_1 - T_{2s})}$$
$$= \sqrt{2(1{,}099\text{ kJ/kg·K})[(950 - 748)\text{ K}]\left(\frac{1.000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{666\text{ m/s}}$$

(*b*) A temperatura de saída real do ar é mais alta que a temperatura de saída isentrópica avaliada na equação anterior, e é determinada a partir de

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_{p,\text{med}}(T_1 - T_{2r})}{c_{p,\text{med}}(T_1 - T_{2s})}$$

ou

$$0{,}92 = \frac{950 - T_{2r}}{950 - 748} \quad \rightarrow \quad T_{2r} = \mathbf{764\text{ K}}$$

Ou seja, a temperatura é 16 K mais alta na saída do bocal real como consequência de irreversibilidades, como o atrito, por exemplo. Isto representa uma perda, já que essa elevação da temperatura acontece em detrimento da energia cinética (Fig. 7–56).
(*c*) A velocidade de saída real do ar pode ser determinada com a definição da eficiência isentrópica de um bocal,

$$\eta_B = \frac{V_{2r}^2}{V_{2s}^2} \quad \rightarrow \quad V_{2r} = \sqrt{\eta_B V_{2s}^2} = \sqrt{0{,}92(666\text{ m/s})^2} = \mathbf{639\text{ m/s}}$$

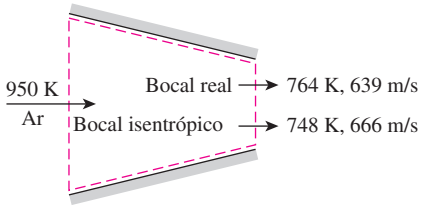


FIGURA 7–56 Uma substância sai de um local real a uma alta temperatura (e consequentemente a uma baixa velocidade) como resultado do atrito.

7–13 BALANÇO DE ENTROPIA

A propriedade *entropia* é uma medida da desordem molecular ou aleatoriedade de um sistema, e a segunda lei da termodinâmica estabelece que a entropia pode ser criada, mas não pode ser destruída. Portanto a variação da entropia de um sistema durante um processo é maior do que a transferência líquida de entropia em uma quantidade igual à da entropia gerada dentro do sistema durante o processo. O *princípio do aumento da entropia* (Fig. 7–57) pode ser expresso para qualquer sistema como

$$\begin{pmatrix}\text{Entrada}\\ \text{total de}\\ \text{entropia}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Saída}\\ \text{total de}\\ \text{entropia}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Entropia}\\ \text{total}\\ \text{gerada}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Variação total}\\ \text{da entropia do}\\ \text{sistema}\end{pmatrix}$$

ou

$$S_{ent} - S_{sai} + S_{ger} = \Delta S_{sistema} \qquad \textbf{(7–68)}$$

A expressão anterior é um enunciado verbal da Eq. 7–9. Essa relação é chamada de **balanço de entropia** e se aplica a todo sistema que passa por qualquer processo. Essa equação de balanço de entropia pode ser enunciada como: *a variação da entropia de um sistema durante um processo é igual à transferência líquida de entropia através da fronteira do sistema mais a entropia gerada dentro do sistema*. A seguir, discutimos os diversos termos dessa relação.

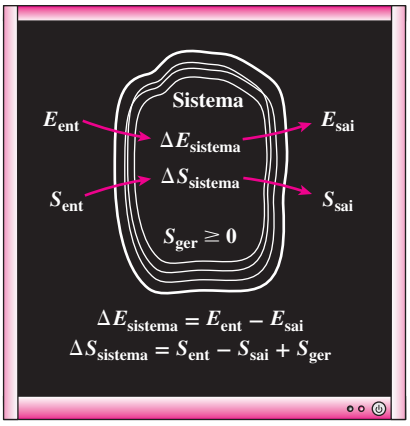


FIGURA 7–57 Balanços de energia e entropia para um sistema.

Variação da entropia de um sistema, $\Delta S_{sistema}$

Apesar de a entropia ser reputada como uma propriedade com significado vago, abstrato e às vezes intimidante, na verdade é mais fácil lidar com o balanço de entropia do que com o balanço de energia, uma vez que, ao contrário do que acontece com a energia, não existem diversas formas de entropia. Portanto a determinação da variação da entropia de um sistema durante um processo envolve a avaliação da entropia do sistema no início e no final do processo e a sua subtração. Ou seja,

$$\text{Variação da entropia} = \text{Entropia no estado final} - \text{Entropia no estado inicial}$$

ou

$$\Delta S_{sistema} = S_{final} - S_{inicial} = S_2 - S_1 \qquad \textbf{(7–69)}$$

Observe que a entropia é uma propriedade e que o valor de uma propriedade não varia, a menos que o estado do sistema mude. Assim, a variação da entropia de um sistema é zero se o estado do sistema não variar durante o processo. Por exemplo, a variação da entropia de dispositivos com escoamento em regime permanente, como bocais, compressores, turbinas, bombas e trocadores de calor é zero durante uma operação em regime permanente.

Quando as propriedades do sistema não são uniformes, a entropia do sistema pode ser determinada pela integração de

$$S_{sistema} = \int s\,\delta m = \int_V s\rho\,dV \qquad \textbf{(7–70)}$$

onde V é o volume do sistema e ρ é a densidade.

Mecanismos de transferência de entropia, S_{ent} e S_{sai}

Entropia pode ser transferida para ou de um sistema por meio de dois mecanismos: *transferência de calor* e *fluxo de massa* (diferentemente da energia, que é transferida também com a realização de trabalho). A transferência de entropia é identificada quando atravessa a fronteira do sistema, e representa a entropia ganha ou perdida por um sistema durante um processo. A única forma de interação de entropia associada a uma massa fixa ou sistema fechado é a *transferência de calor* e, portanto, a transferência de entropia associada a um sistema fechado adiabático é zero.

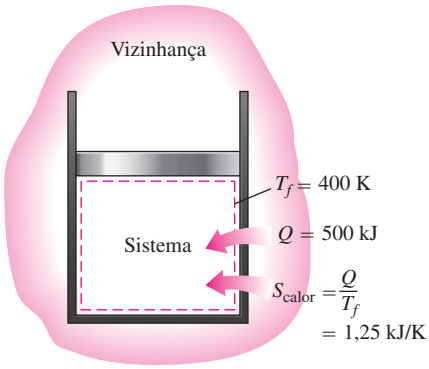


FIGURA 7–58 Transferência de calor é sempre acompanhada por transferência de entropia em uma quantidade Q/T, onde T é a temperatura da fronteira.

1 Transferência de calor

Basicamente, o calor é uma forma de energia desorganizada, e uma certa desorganização (entropia) é transportada por ele. A transferência de calor para um sistema aumenta sua entropia e, portanto, aumenta o nível de desordem molecular ou aleatoriedade; já a transferência de calor de um sistema diminui a entropia. Na verdade, a rejeição de calor é a única forma pela qual a entropia de uma massa fixa pode ser reduzida. A relação entre a transferência de calor Q de uma região do espaço e a temperatura absoluta T naquela região do espaço é chamada de *fluxo de entropia* ou *transferência de entropia* (Fig. 7–58), e é expressa por

Transferência de entropia por transferência de calor:

$$S_{calor} = \frac{Q}{T} \qquad (T = \text{constante}) \tag{7–71}$$

A quantidade Q/T representa a transferência de entropia resultante da transferência de calor, e a direção da transferência de entropia é a mesma da transferência de calor, uma vez que a temperatura termodinâmica T é sempre uma grandeza positiva.

Quando a temperatura T não é constante, a transferência de entropia durante um processo 1-2 pode ser determinada pela integração (ou somatório, se for o caso) como

$$S_{calor} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \cong \sum \frac{Q_k}{T_k} \tag{7–72}$$

onde Q_k é a transferência de calor através da fronteira a uma temperatura T_k na região k.

Quando dois sistemas estão em contato, a transferência de entropia do sistema mais quente é igual à transferência de entropia para o sistema mais frio no ponto de contato. Ou seja, nenhuma entropia pode ser criada ou destruída na fronteira, uma vez que esta não tem espessura nem ocupa um volume.

Observe que **trabalho** é livre de entropia, e nenhuma entropia é transferida pelo trabalho. Energia é transferida pelo calor e pelo trabalho, enquanto entropia é transferida apenas pelo calor. Ou seja,

Transferência de entropia por trabalho: $$S_{trabalho} = 0 \tag{7–73}$$

A primeira lei da termodinâmica não faz distinção entre a transferência de calor e a realização de trabalho; ela considera as duas *iguais*. A distinção entre a transferência de calor e trabalho é feita pela segunda lei da termodinâmica: *transferência de calor é uma interação de energia acompanhada pela transferência de entropia, e trabalho é uma interação de energia não acompanhada pela transferência de entropia.* Ou seja, nenhuma entropia é trocada entre um sistema e sua vizinhança durante uma interação de trabalho. Assim, apenas *energia* é trocada durante uma interação de trabalho, enquanto tanto a *energia* como a *entropia* são trocadas durante a transferência de calor (Fig. 7–59).

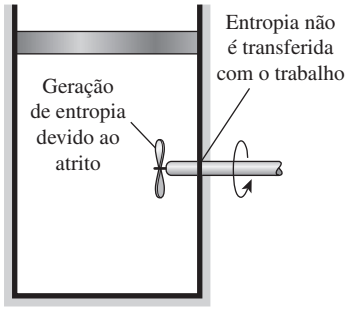


FIGURA 7–59 Nenhuma entropia acompanha o trabalho à medida que ele atravessa a fronteira do sistema. Mas entropia pode ser gerada dentro do sistema à medida que o trabalho é convertido em uma forma de energia menos útil.

2 Fluxo de massa

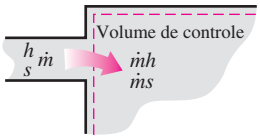


FIGURA 7–60 Massa contém entropia e também energia, e portanto o fluxo de massa para ou de um sistema sempre é acompanhado pela transferência de energia e de entropia.

Massa contém entropia e também energia, e os conteúdos de entropia e energia de um sistema são proporcionais à massa. (Quando a massa de um sistema dobra, também dobram os conteúdos de entropia e energia do sistema.) Tanto a entropia quanto a energia são levadas para dentro ou para fora de um sistema por correntes de matéria, e as taxas de transporte de entropia e energia para dentro ou para fora de um sistema são proporcionais ao fluxo de massa. Os sistemas fechados não envolvem fluxo de massa, e por isso não há nenhuma transferência de entropia com a massa. Quando uma massa m entra ou sai de um sistema, é acompanhada por entropia na quantidade ms (Fig. 7–60), onde s é a entropia específica (entropia por unidade de massa que entra ou sai). Ou seja,

Transferência de entropia pelo fluxo de massa:

$$S_{\text{massa}} = ms \tag{7–74}$$

Assim, a entropia de um sistema aumenta em ms quando uma massa m entra, e diminui na mesma quantidade quando a mesma quantidade de massa no mesmo estado deixa o sistema. Quando as propriedades da massa variam durante o processo, a transferência de entropia com o fluxo de massa pode ser determinada pela integração de

$$\dot{S}_{\text{massa}} = \int_{A_c} s\rho V_n \, dA_c \quad \text{e} \quad S_{\text{massa}} = \int s \, \delta m = \int_{\Delta t} \dot{S}_{\text{massa}} \, dt \tag{7–75}$$

onde A_c é a seção transversal do escoamento e V_n é a velocidade local normal a dA_c.

Geração de entropia, S_{ger}

Irreversibilidades como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com uma diferença de temperatura finita, expansão não resistida, compressão ou expansão em não equilíbrio sempre fazem aumentar a entropia de um sistema, e a geração de entropia é uma medida da entropia criada por tais efeitos durante um processo.

Para um *processo reversível* (um processo que não envolve irreversibilidades), a geração de entropia é zero, e por isso a *variação da entropia* de um sistema é igual à *transferência de entropia*. Portanto, o balanço de entropia no caso reversível torna-se análogo ao balanço de energia, que diz que a *variação da energia* de um sistema durante um processo é igual à *transferência de energia* durante aquele processo. Entretanto, observe que a variação da energia de um sistema é igual à transferência de energia para *qualquer* processo, mas a variação de entropia de um sistema é igual à transferência de entropia apenas em um processo *reversível*.

A transferência de entropia devida ao calor Q/T é zero para os sistemas adiabáticos, e a transferência de entropia com a massa ms é zero para os sistemas que não envolvem fluxo de massa através de sua fronteira (ou seja, para os sistemas fechados).

O balanço de entropia para *qualquer sistema* passando por *qualquer processo* pode ser expresso da forma mais explícita como

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida} \\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{S_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração de} \\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação} \\ \text{de entropia}}} \quad (\text{kJ/K}) \tag{7–76}$$

ou, na **forma de taxa**, como

$$\underbrace{\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da entropia líquida}\\ \text{transferida por calor e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_{ger}}_{\substack{\text{Taxa da geração}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{dS_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Taxa da variação}\\ \text{de entropia}}} \quad (\text{kW/K}) \qquad \textbf{(7–77)}$$

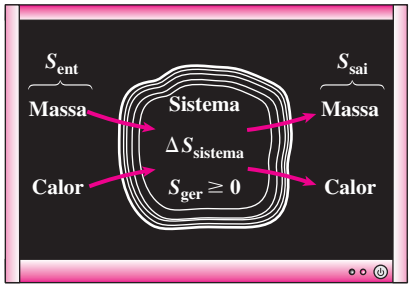


FIGURA 7–61 Mecanismos de transferência de entropia para um sistema generalizado.

onde as taxas de transferência de entropia devidas à taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e o fluxo de massa $\dot{m}$ são $\dot{S}_{calor} = \dot{Q}/T$ e $\dot{S}_{massa} = \dot{m}s$. O balanço de entropia também pode ser expresso **por unidade de massa** como

$$(s_{ent} - s_{sai}) + s_{ger} = \Delta s_{sistema} \quad (\text{kJ/kg·K}) \qquad \textbf{(7–78)}$$

onde todas as grandezas são expressas por unidade de massa do sistema. Observe que em um *processo reversível* o termo de geração de entropia S_{ger} desaparece de todas as expressões anteriores.

O termo S_{ger} representa apenas a geração de entropia *dentro da fronteira do sistema* (Fig. 7–61), e não a geração de entropia que pode ocorrer fora da fronteira do sistema durante o processo devido a irreversibilidades externas. Desse modo, um processo para o qual $S_{ger} = 0$ é *internamente reversível*, mas não necessariamente *totalmente* reversível. A entropia *total* gerada durante um processo pode ser determinada pela aplicação do balanço de entropia a um *sistema estendido* que inclui o próprio sistema e sua vizinhança imediata, na qual as irreversibilidades externas possam estar ocorrendo (Fig. 7–62). Da mesma forma, a variação de entropia nesse caso é igual à soma da variação da entropia do sistema e da variação de entropia da vizinhança imediata. Observe que, sob condições de regime permanente, o estado e, consequentemente, a entropia da vizinhança imediata (vamos chamá-la de "zona de armazenamento") não varia em qualquer ponto durante o processo, e a variação da entropia da zona de armazenamento é zero. A variação da entropia da zona de armazenamento, caso ela exista, é geralmente pequena em relação à variação de entropia do sistema e pode ser desprezada.

Ao avaliar a transferência de entropia entre um sistema estendido e a vizinhança, admite-se a temperatura da fronteira do sistema estendido simplesmente como a *temperatura ambiente*.

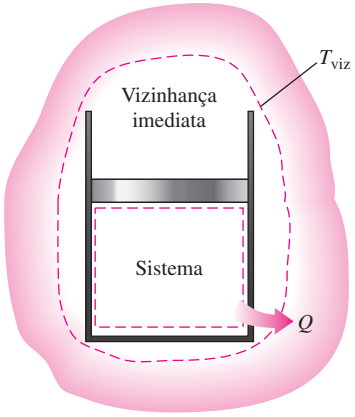


FIGURA 7–62 A geração de entropia fora da fronteira do sistema pode ser calculada escrevendo um balanço de entropia em um sistema estendido que inclua o sistema e sua vizinhança imediata.

Sistemas fechados

Um sistema fechado não envolve *fluxo de massa* através de suas fronteiras, e a variação de sua entropia é simplesmente a diferença entre as entropias inicial e final do sistema. A *variação da entropia* de um sistema fechado deve-se à *transferência de entropia* que acompanha a transferência de calor e à *geração de entropia* dentro da fronteira do sistema. Admitindo que a direção positiva da transferência de calor é *para* o sistema, o balanço de entropia na forma generalizada (Eq. 7–76) pode ser expresso para um sistema fechado como

$$\textit{Sistema fechado:} \qquad \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{ger} = \Delta S_{sistema} = S_2 - S_1 \quad (\text{kJ/K}) \qquad \textbf{(7–79)}$$

Esse balanço de entropia anterior pode ser enunciado como:

A variação da entropia de um sistema fechado durante um processo é igual à soma da entropia líquida transferida através da fronteira do sistema pela transferência de calor com a entropia gerada dentro da fronteira do sistema.

Em um *processo adiabático* ($Q = 0$), o termo de transferência de entropia da relação anterior é nulo, e a variação da entropia do sistema fechado torna-se igual à geração de entropia dentro da fronteira do sistema. Ou seja,

Sistema fechado adiabático: $$S_{ger} = \Delta S_{sistema\ adiabático} \quad \textbf{(7–80)}$$

Observando que todo o sistema fechado e sua vizinhança podem ser tratados como um sistema adiabático, e que a variação total da entropia de um sistema é igual à soma das variações de entropia de suas partes, o balanço de entropia para um sistema fechado e sua vizinhança pode ser escrito como

Sistema + Vizinhança: $$S_{ger} = \sum \Delta S = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{viz} \quad \textbf{(7–81)}$$

onde $\Delta S_{sistema} = m(s_2 - s_1)$ e a variação da entropia da vizinhança podem ser determinados a partir de $\Delta S_{viz} = Q_{viz}/T_{viz}$ se sua temperatura for constante. Nos estágios iniciais do estudo da entropia e da transferência de entropia, é mais instrutivo começar com a forma geral do balanço de entropia (Eq. 7–76) e simplificá-la para o problema que está sendo considerado. O uso das relações específicas anteriormente mostrados é conveniente depois que determinado grau de compreensão intuitiva sobre o assunto foi atingido.

Volumes de controle

Os balanços de entropia para volumes de controle diferem dos balanços de entropia para sistemas fechados, pois envolvem um mecanismo adicional de troca de entropia: *o fluxo de massa através das fronteiras*. Como já dissemos, massa possui entropia e energia, e as quantidades dessas duas propriedades extensivas são proporcionais à quantidade de massa (Fig. 7–63).

Admitindo que a direção positiva da transferência de calor é *para* o sistema, as relações gerais de balanço de entropia (Eqs. 7–76 e 7–77) podem ser expressas para os volumes de controle como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_{ent} s_{ent} - \sum m_{sai} s_{sai} + S_{ger} = (S_2 - S_1)_{VC} \quad \text{(kJ/K)} \quad \textbf{(7–82)}$$

ou, em forma de taxa, como

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_{ent} s_{ent} - \sum \dot{m}_{sai} s_{sai} + \dot{S}_{ger} = dS_{VC}/dt \quad \text{(kW/K)} \quad \textbf{(7–83)}$$

Esse balanço de entropia pode ser enunciado como:

A taxa de variação de entropia dentro do volume de controle durante um processo é igual à soma da taxa de transferência de entropia através da fronteira do volume de controle pela transferência de calor, da taxa líquida de transferência de entropia para o volume de controle pelo fluxo de massa e da taxa de geração de entropia dentro das fronteiras do volume de controle decorrente das irreversibilidades.

A maioria dos volumes de controle encontrados na prática (como turbinas, compressores, bocais, difusores, trocadores de calor, tubos e dutos) opera em regime permanente e, portanto, não sofre variação de entropia. Assim, o balanço de entropia em um **processo com escoamento em regime permanente** pode ser obtido com a Eq. 7–83 admitindo $dS_{VC}/dt = 0$ e reescrevendo para obter

Escoamento em regime permanente: $$\dot{S}_{ger} = \sum \dot{m}_{sai} s_{sai} - \sum \dot{m}_{ent} s_{ent} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad \textbf{(7–84)}$$

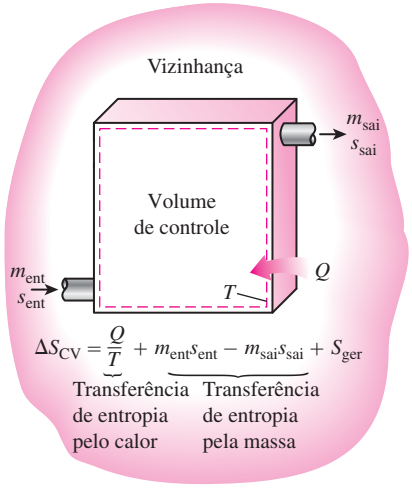


FIGURA 7–63 A entropia de um volume de controle varia como resultado do fluxo de massa, bem como da transferência de calor.

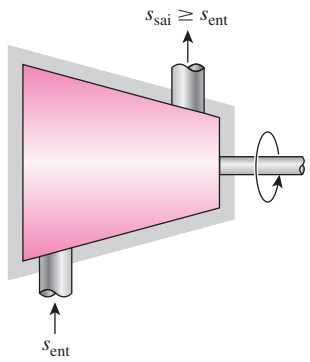


FIGURA 7–64 A entropia de uma substância sempre aumenta (ou permanece constante no caso de um processo reversível) à medida que ela escoa através de um dispositivo de corrente única, adiabático e em regime permanente.

Para sistemas de *corrente única* (uma entrada e uma saída), o balanço de entropia pode ser simplificado para

Escoamento em regime permanente, corrente única:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_{sai} - s_{ent}) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \qquad \textbf{(7–85)}$$

No caso de um dispositivo *adiabático* de corrente única, o balanço de entropia pode ser simplificado ainda mais para

Escoamento em regime permanente, corrente única, adiabático:

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_{sai} - s_{ent}) \qquad \textbf{(7–86)}$$

o que indica que a entropia específica do fluido deve aumentar à medida que ele escoa através de um dispositivo adiabático, uma vez que $\dot{S}_{ger} \geq 0$ (Fig. 7–64). Se o escoamento através do dispositivo for *reversível* e *adiabático,* a entropia permanecerá constante, $s_{sai} = s_{ent}$, independentemente das variações das outras propriedades.

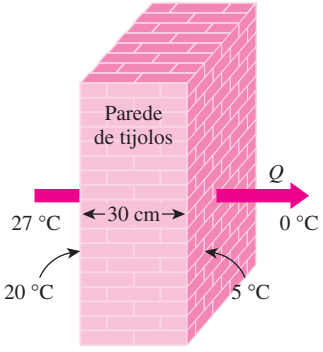


FIGURA 7–65 Esquema para o Exemplo 7–17.

EXEMPLO 7–17 Geração de entropia em uma parede

Considere a transferência de calor em regime permanente através da parede de uma casa. Essa parede é feita de tijolos com 5 m × 7 m e espessura de 30 cm. Em um dia em que a temperatura exterior é de 0 °C, a casa é mantida a 27 °C. As temperaturas das superfícies interna e externa da parede de tijolos são medidas como 20 °C e 5 °C, respectivamente, e a taxa de transferência de calor através da parede é de 1.035 W. Determine a taxa de geração de entropia na parede e a taxa de geração total de entropia associada a esse processo de transferência de calor.

SOLUÇÃO A transferência de calor em regime permanente através de uma parede é considerada. Para uma taxa de transferência de calor, temperaturas da parede e temperaturas dos ambientes especificadas, é preciso determinar a taxa de geração de entropia dentro da parede e a taxa de geração total de entropia.

Hipóteses **1** O processo é em regime permanente, e portanto a taxa de transferência de calor através da parede é constante. **2** A transferência de calor através da parede é unidimensional.

Análise Definimos em primeiro lugar a *parede* como o sistema (Fig. 7–65). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que a variação da entropia da parede é zero durante esse processo, uma vez que o estado e, consequentemente, a entropia da parede não variam em nenhuma parte dela. Calor e entropia estão entrando por uma face da parede e saindo pela outra.

O balanço de entropia para a parede na forma de taxa pode ser simplificado como

$$\underbrace{\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da entropia líquida}\\ \text{transferida por calor e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_{ger}}_{\substack{\text{Taxa de geração}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{\overbrace{dS_{sistema}/dt}^{0\ \text{(regime permanente)}}}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{de entropia}}}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{ent} - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{sai} + \dot{S}_{ger} = 0$$

$$\frac{1.035\ \text{W}}{293\ \text{K}} - \frac{1.035\ \text{W}}{278\ \text{K}} + \dot{S}_{ger} = 0$$

Dessa forma, a taxa de geração de entropia na parede é

$$\dot{S}_{\text{ger, parede}} = \mathbf{0{,}191\ W/K}$$

Observe que a transferência de entropia pelo calor em qualquer ponto é Q/T; e a direção da transferência de entropia é igual à direção da transferência de calor.

Para determinar a taxa de geração total de entropia durante esse processo de transferência de calor, estendemos o sistema para incluir as regiões de ambos os lados da parede que sofrem uma variação de temperatura. Assim, um lado da fronteira do sistema está à temperatura ambiente da casa, enquanto o outro lado está à temperatura do meio exterior. O balanço de entropia desse *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata) é similar ao já apresentado aqui, exceto pelas temperaturas das fronteiras, que agora são de 300 K e 273 K, em vez de 293 K e 278 K, respectivamente. Assim, a taxa total de geração de entropia torna-se

$$\frac{1.035\ \text{W}}{300\ \text{K}} - \frac{1.035\ \text{W}}{273\ \text{K}} + \dot{S}_{\text{ger, total}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{S}_{\text{ger, total}} = \mathbf{0{,}341\ W/K}$$

Discussão Observe que a variação de entropia do sistema estendido também é zero, uma vez que o estado do ar não varia em nenhum ponto durante o processo. A diferença entre as duas gerações de entropia é de 0,150 W/K, e isso representa a entropia gerada nas camadas de ar em ambos os lados da parede. A geração de entropia nesse caso se deve totalmente à irreversível transferência de calor com uma diferença de temperatura finita.

EXEMPLO 7–18 Geração de entropia durante um processo de estrangulamento

Vapor de água a 7 MPa e 450 °C é estrangulado em uma válvula até uma pressão de 3 MPa durante um processo em regime permanente. Determine a entropia gerada durante esse processo e verifique se o princípio do aumento de entropia foi satisfeito.

SOLUÇÃO Vapor de água é estrangulado até uma pressão especificada. A entropia gerada durante esse processo deve ser determinada e a validade do princípio do aumento de entropia deve ser verificada.

Hipóteses **1** Este é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em nenhum ponto; logo, $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$ e $\Delta S_{VC} = 0$. **2** A transferência do calor de ou para a válvula é desprezível. **3** As variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

Análise Definimos a válvula de estrangulamento como o *sistema* (Fig. 7–66). Este é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que há apenas uma entrada e uma saída, portanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Além disso, a entalpia de um fluido permanece quase constante durante um processo de estrangulamento, e portanto $h_2 \cong h_1$.

A entropia do vapor de água nos estados de entrada e de saída é determinada pelas tabelas de vapor como

Estado 1: $P_1 = 7\ \text{MPa}$, $T_1 = 450\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_1 = 3.288{,}3\ \text{kJ/kg}$, $s_1 = 6{,}6353\ \text{kJ/kg·K}$

Estado 2: $P_2 = 3\ \text{MPa}$, $h_2 = h_1$ $\Rightarrow$ $s_2 = 7{,}0046\ \text{kJ/kg·K}$

(*continua*)

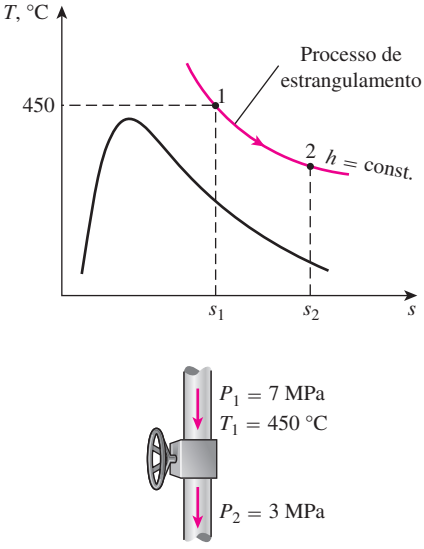


FIGURA 7–66 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 7–18.

(*continuação*)

Então, a geração de entropia por unidade de massa de vapor de água é determinada a partir do balanço de entropia aplicado à válvula de estrangulamento,

$$\underbrace{\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da entropia líquida}\\ \text{transferida por calor e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_{ger}}_{\substack{\text{Taxa de geração}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{\overset{\overset{0 \text{ (regime permanente)}}{\nearrow}}{dS_{sistema}/dt}}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{de entropia}}}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{ger} = 0$$

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

Dividindo pela vazão mássica e substituindo, temos

$$s_{ger} = s_2 - s_1 = 7{,}0046 - 6{,}6353 = \mathbf{0{,}3693\ kJ/kg{\cdot}K}$$

Essa é a quantidade de entropia gerada por unidade de massa de vapor de água à medida que ele é estrangulado do estado de entrada até a pressão final, que é causada pela expansão não resistida. O princípio do aumento da entropia obviamente foi satisfeito durante esse processo, uma vez que a geração de entropia é positiva.

EXEMPLO 7–19 Entropia gerada quando um bloco quente é solto em um lago

Um bloco de ferro fundido de 50 kg a 500 K é jogado em um lago de grandes dimensões que está à temperatura de 285 K. O bloco de ferro atinge o equilíbrio térmico com a água do lago. Considerando um calor específico médio de 0,45 kJ/kg·K para o ferro, determine (*a*) a variação da entropia do bloco de ferro, (*b*) a variação da entropia da água do lago e (*c*) a entropia gerada durante esse processo.

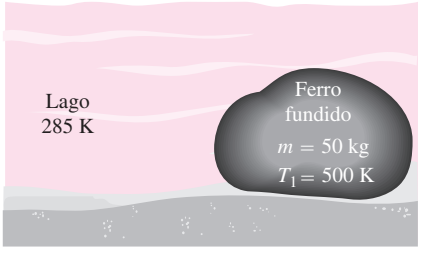


FIGURA 7–67 Esquema para o Exemplo 7–19.

SOLUÇÃO Um bloco de ferro quente é jogado em um lago e se resfria até a temperatura do lago. As variações de entropia do ferro e do lago, bem como a entropia gerada durante o processo, devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Tanto a água como o bloco de ferro são substâncias incompressíveis. **2** É possível usar calores específicos constantes para a água e para o ferro. **3** A variação das energias potencial e cinética do ferro são desprezíveis, $\Delta EC = \Delta EP = 0$, e portanto $\Delta E = \Delta U$.

Propriedades O calor específico do ferro é de 0,45 kJ/kg·K (Tab. A–3).

Análise Definimos o *ferro fundido* como o sistema (Fig. 7–67). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo.

Para determinarmos a variação da entropia do bloco de ferro e do lago, primeiro precisamos obter a temperatura de equilíbrio final. Uma vez que a capacidade de energia térmica do lago é muito grande em relação à capacidade do bloco de ferro, o lago absorverá todo o calor rejeitado pelo bloco de ferro, sem sofrer nenhuma variação em sua temperatura. Portanto, o bloco de ferro se resfriará até 285 K durante o processo, enquanto a temperatura do lago permanecerá constante a 285 K.

(*a*) A variação da entropia do bloco de ferro pode ser determinada a partir de

$$\Delta S_{ferro} = m(s_2 - s_1) = mc_{med} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (50\ \text{kg})(0{,}45\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{285\ \text{K}}{500\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{-12{,}65\ kJ/K}$$

(*b*) A temperatura da água do lago permanece constante (285 K) durante esse processo. Da mesma forma, o calor transferido do bloco de ferro para o lago é determinado pelo balanço de energia no bloco de ferro como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$-Q_{\text{sai}} = \Delta U = mc_{\text{med}}(T_2 - T_1)$$

ou

$$Q_{\text{sai}} = mc_{\text{med}}(T_1 - T_2) = (50\ \text{kg})(0{,}45\ \text{kJ/kg·K})(500 - 285)\ \text{K} = 4.838\ \text{kJ}$$

Assim, a variação da entropia do lago torna-se

$$\Delta S_{\text{lago}} = \frac{Q_{\text{lago}}}{T_{\text{lago}}} = \frac{+4.838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} = \mathbf{16{,}97\ kJ/K}$$

(*c*) A entropia gerada durante esse processo pode ser determinada pela aplicação de um balanço de entropia a um *sistema estendido* que inclui o bloco de ferro e sua vizinhança imediata, de modo que a temperatura da fronteira do sistema estendido seja sempre de 285 K:

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{S_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação da}\\ \text{entropia}}}$$

$$-\frac{Q_{\text{sai}}}{T_f} + S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

ou

$$S_{\text{ger}} = \frac{Q_{\text{sai}}}{T_f} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{4.838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} - (12{,}65\ \text{kJ/K}) = \mathbf{4{,}32\ kJ/K}$$

Discussão A entropia gerada pode também ser determinada admitindo o bloco de ferro e todo o lago como o sistema, que é um sistema isolado, e aplicando um balanço de entropia. Um sistema isolado não envolve calor ou transferência de entropia, e portanto a geração de entropia nesse caso torna-se igual à variação total da entropia,

$$S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{lago}} = -12{,}65 + 16{,}97 = 4{,}32\ \text{kJ/K}$$

resultado idêntico ao anterior.

EXEMPLO 7–20 Geração de entropia em um trocador de calor

O ar em um grande edifício é aquecido com vapor por meio de um trocador de calor (Fig. 7–68). Vapor de água saturado entra no trocador a 35 °C com uma taxa de 10.000 kg/h e sai como líquido saturado a 32 °C. Ar a 1 atm de pressão entra no trocador a 20 °C e sai a 30 °C com aproximadamente a mesma pressão. Determine a taxa de geração de entropia associada a este processo.

SOLUÇÃO Ar é aquecido com vapor por um trocador de calor. A taxa de geração de entropia associada a esse processo deve ser determinada.

(*continua*)

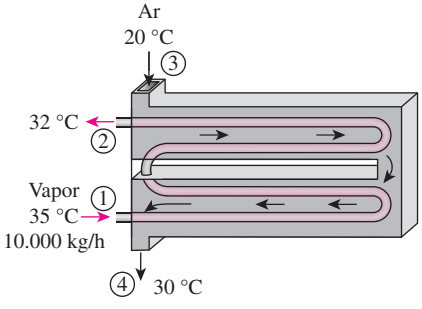


FIGURA 7–68 Esquema para o Exemplo 7–20.

(*continuação*)

Hipóteses **1** O processo com escoamento é em regime permanente. **2** O trocador de calor é bem isolado de forma que a perda de calor para o ambiente é insignificante, e portanto a transferência de calor do fluido quente é igual a transferência de calor para o fluido frio. **3** As variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente. **5** A pressão do ar é mantida constante.

Análise A taxa de geração de entropia é determinada pela aplicação do balanço de entropia na forma de taxa para todo o trocador de calor.

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{ent}} - \dot{S}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da entropia líquida}\\ \text{transferida por calor e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Taxa de geração}\\ \text{de entropia}}} = \underbrace{\Delta \dot{S}_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{de entropia}}} \quad \overset{0 \text{ (regime permanente)}}{\nearrow}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} s_1 + \dot{m}_{\text{ar}} s_3 - \dot{m}_{\text{vapor}} s_2 - \dot{m}_{\text{ar}} s_4 + \dot{S}_{\text{ger}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{ar}}(s_4 - s_3)$$

O calor específico do ar na tempertura ambiente é $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·°C (Tab. A–2*a*). As propriedades do vapor nos estados de entrada e saída são

$$\left.\begin{aligned} T_1 &= 35\ ^\circ\text{C} \\ x_1 &= 1 \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= 2.564{,}6\ \text{kJ/kg} \\ s_1 &= 8{,}3517\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

$$\left.\begin{aligned} T_2 &= 32\ ^\circ\text{C} \\ x_2 &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_2 &= 134{,}10\ \text{kJ/kg} \\ s_2 &= 0{,}4641\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

A partir do balanço de energia, o calor transferido do vapor é igual ao calor transferido para o ar. Então, o fluxo de massa do ar é determinado como

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_1 - h_2) = (10.000/3.600\ \text{kg/s})(2.564{,}6 - 134{,}10)\ \text{kJ/kg} = 6.751\ \text{kW}$$

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \frac{\dot{Q}}{c_p(T_4 - T_3)} = \frac{6.751\ \text{kW}}{(1{,}005\ \text{kJ/kg·°C})(30 - 20)\text{°C}} = 671{,}7\ \text{kg/s}$$

Substituindo na relação do balanço de entropia, a taxa da geração de entropia torna-se

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{ger}} &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{ar}}(s_4 - s_3) \\ &= \dot{m}_{\text{vapor}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{ar}} c_p \ln \frac{T_4}{T_3} \\ &= (10.000/3.600\ \text{kg/s})(0{,}4641 - 8{,}3517)\ \text{kJ/kg·K} \\ &\quad + (671{,}7\ \text{kg/s})(1{,}005\ \text{kJ/kg·K}) \ln \frac{303\ \text{K}}{293\ \text{K}} \\ &= \mathbf{0{,}745\ kW/K} \end{aligned}$$

Discussão Observe que a pressão do ar é mantida aproximadamente constante à medida que ele flui através do trocador de calor, e por isso o termo da pressão não está incluído na expressão da variação da entropia para o ar.

EXEMPLO 7–21 Geração de entropia associada à transferência de calor

Um arranjo pistão-cilindro sem atrito contém uma mistura de água líquida e vapor de água saturados a 100 °C. Durante um processo a pressão constante, 600 kJ de calor são transferidos para o ar vizinho a 25 °C. Como resultado, parte do vapor d´água

contido no cilindro condensa. Determine (*a*) a variação da entropia da água e (*b*) a geração total de entropia durante este processo de transferência de calor.

SOLUÇÃO A mistura de água líquida e vapor saturado perde calor para a vizinhança e parte do vapor condensa. A variação de entropia da água e a geração total de energia devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Não há irreversibilidades no interior das fronteiras do sistema, e portanto o processo é internamente reversível. **2** A temperatura da água permanece constante a 100 °C em qualquer região, incluindo as fronteiras.

Análise Definimos primeiramente a *água do cilindro* como o sistema (Fig. 7–69). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que a pressão e, consequentemente, a temperatura da água do cilindro permanecem constantes durante o processo. Sabemos que a entropia do sistema diminui durante o processo por causa da perda de calor.

(*a*) Observando que a água passa por um processo isotérmico internamente reversível, sua variação de entropia pode ser determinada por

$$\Delta S_{\text{sistema}} = \frac{Q}{T_{\text{sistema}}} = \frac{-600\ \text{kJ}}{(100 + 273\ \text{K})} = \mathbf{-1{,}61\ kJ/K}$$

(*b*) Para determinar a geração total de entropia durante esse processo, consideramos o *sistema estendido*, que inclui a água, o arranjo pistão-cilindro e a região imediatamente externa ao sistema que sofre uma variação de temperatura, de modo que toda a fronteira do sistema estendido permanece à temperatura de vizinhança de 25 °C. O balanço de entropia desse *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata) resulta em

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{S_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{entropia}}}$$

$$-\frac{Q_{\text{sai}}}{T_f} + S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

ou

$$S_{\text{ger}} = \frac{Q_{\text{sai}}}{T_f} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{600\ \text{kJ}}{(25 + 273)\ \text{K}} + (-1{,}61\ \text{kJ/K}) = \mathbf{0{,}40\ kJ/K}$$

A geração de entropia nesse caso é totalmente devida à transferência de calor irreversível com uma diferença de temperatura finita.

Observe que a variação de entropia do sistema estendido é equivalente à variação de entropia da água, uma vez que o arranjo pistão-cilindro e a vizinhança imediata não sofrem nenhuma alteração de estado em qualquer ponto e, portanto, nenhuma alteração de qualquer propriedade, incluindo a entropia.

Discussão Por curiosidade, considere o processo inverso (ou seja, a transferência de 600 kJ de calor do ar vizinho a 25 °C para a água saturada a 100 °C) e veja se o princípio do aumento de entropia pode detectar a impossibilidade desse processo. Desta vez, a transferência de calor será para a água (ganho de calor em vez de perda de calor), e portanto a variação da entropia da água será de +1,61 kJ/K. Da mesma forma, a transferência de entropia na vizinhança do sistema estendido terá a mesma magnitude, porém uma direção oposta. Isso resultará em uma geração de entropia de −0,4 kJ/K. O sinal negativo da geração de entropia indica que o processo inverso é *impossível*.

Para concluir a discussão, vamos considerar o caso no qual a temperatura do ar da vizinhança é uma quantidade diferencial menor que 100 °C (digamos 99,999 ... 9 °C) em vez de 25 °C. Desta vez, a transferência de calor da água saturada para o ar

(*continua*)

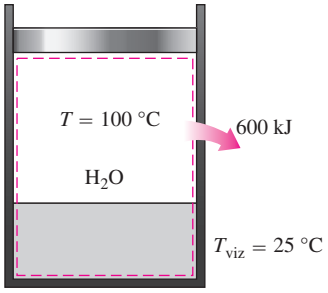


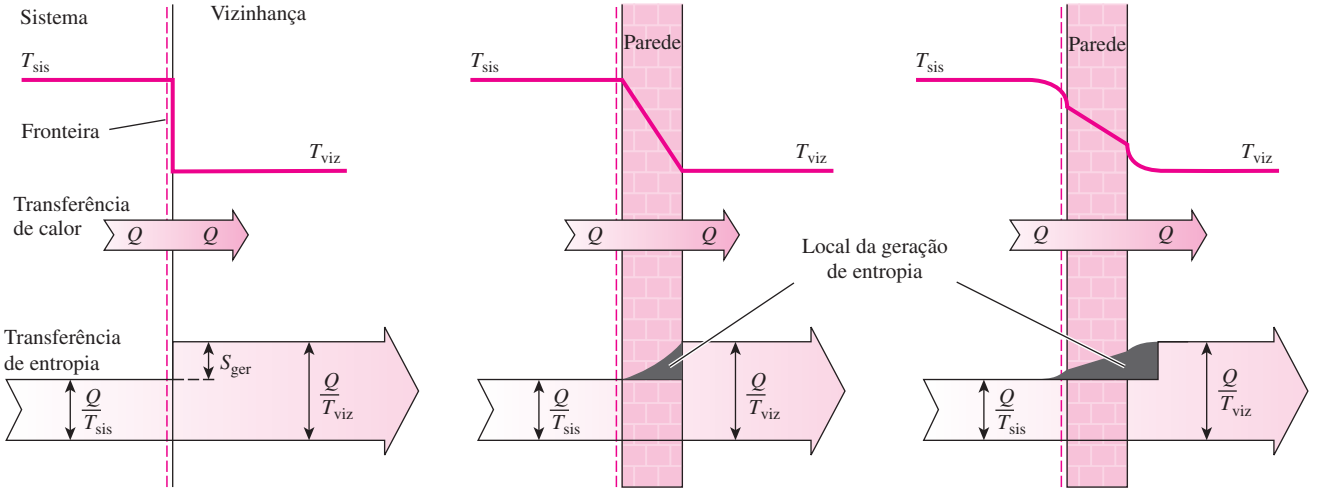
FIGURA 7–69 Esquema para o Exemplo 7–21.

(*continuação*)
da vizinhança ocorrerá por meio de uma diferença de temperatura infinitesimal, o que torna esse processo *reversível*. É possível demonstrar que $S_{ger} = 0$ para esse processo. Lembre-se de que os processos reversíveis são processos idealizados que podem ser estudados, mas nunca concretizados na realidade.

Geração de entropia associada a um processo de transferência de calor

No Exemplo 7–21 foi determinado que 0,4 kJ/K de entropia foi gerado durante o processo de transferência de calor, mas não ficou claro exatamente onde e como ocorre a geração de entropia. Para destacarmos a região onde a entropia é gerada, precisamos ser mais específicos sobre a descrição do sistema, de sua vizinhança e de sua fronteira.

Naquele exemplo, admitimos que o sistema e o ar da vizinhança eram isotérmicos a 100 °C e 25 °C, respectivamente. Essa hipótese é razoável se ambos os fluidos estiverem bem misturados. A superfície interna da parede também deve estar a 100 °C, enquanto a superfície externa deve estar a 25 °C, uma vez que dois corpos em contato físico devem ter a mesma temperatura no ponto de contato. Considerando que a transferência de entropia com uma transferência de calor Q através de uma superfície à temperatura constante T é Q/T, a transferência de entropia da água para a parede é de $Q/T_{sis} = 1{,}61$ kJ/K. Da mesma forma, a transferência de entropia da superfície externa da parede para o ar da vizinhança é $Q/T_{viz} = 2{,}01$ kJ/K. Obviamente, entropia na quantidade de $2{,}01 - 1{,}61 = 0{,}4$ kJ/K é gerada na parede, como ilustra a Fig. 7–70*b*.



(*a*) A parede é ignorada

(*b*) A parede é considerada

(*c*) A parede e também as variações de temperatura no sistema e na vizinhança são consideradas

FIGURA 7–70 Representação gráfica da geração de entropia durante um processo de transferência de calor com uma diferença de temperatura finita.

A identificação do local da geração de entropia permite determinar se um processo é internamente reversível. Um processo é internamente reversível se nenhuma entropia for gerada dentro das fronteiras do sistema. Assim, o processo de transferência de calor discutido no Exemplo 7–21 é internamente reversível se a superfície interna da parede for admitida como a fronteira do sistema excluindo deste a parede do recipiente. Se a superfície do sistema for admitida como fronteira do sistema, então o processo não será mais internamente reversível, já que a parede (o local de geração de entropia) agora faz parte do sistema.

É muito tentador ignorar a massa quando se considera paredes finas, e encarar a parede como a fronteira entre o sistema e a vizinhança. Essa opção aparentemente inocente oculta o local da geração da entropia, criando uma certa confusão. Neste caso, a temperatura cai repentinamente de T_{sis} para T_{viz} na superfície de fronteira, e fica confuso determinar qual temperatura deve ser usada com a expressão Q/T para a transferência de entropia na fronteira.

Observe que se o sistema e o ar da vizinhança não forem isotérmicos em decorrência de uma insuficiência na mistura, parte da geração de entropia ocorrerá tanto no sistema quanto no ar da vizinhança da parede, como mostra a Fig. 7–70*c*.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Reduzindo o custo do ar comprimido

Ar comprimido a pressões manométricas de 550 a 1.000 kPa (de 80 a 150 psig) normalmente é usado em instalações industriais para realizar uma ampla variedade de tarefas, como *limpeza, operação de equipamento pneumático* e até mesmo *refrigeração.* Em algumas aplicações, ele chega a ser tão útil quanto a eletricidade, a água e o gás natural ou óleo. Em instalações de produção, existe um amplo desperdício de energia associado aos sistemas de ar comprimido, e uma falta de conscientização generalizada sobre oportunidades de conservação de energia. Uma parte considerável do desperdício de energia associado aos sistemas de ar comprimido pode ser evitada com a adoção de algumas medidas de bom senso. Nesta seção discutiremos as perdas de energia associadas aos sistemas de ar comprimido e seus custos para os fabricantes. Também mostraremos como reduzir o custo do ar comprimido nas instalações existentes; com algumas modificações, pode-se obter atrativos períodos de recuperação dos investimentos. Com exceção de alguns compressores que funcionam com motores a gás natural, todos os compressores funcionam com motores elétricos (Fig. 7–71).

Alguns métodos primitivos de produção de um *jato de ar* para manter aceso o fogo das fornalhas datam de pelo menos 2.000 a.C. Acredita-se que a *trombа-d'água* que comprime o ar pela queda da água em um tubo para alimentar forjarias já era usada no ano 150 a.C. Desde então, muitos progressos foram feitos. Em 1650, Otto van Guericke realizou grandes aperfeiçoamentos no compressor e na bomba de vácuo. Em 1683, Papin propôs o uso do ar comprimido para

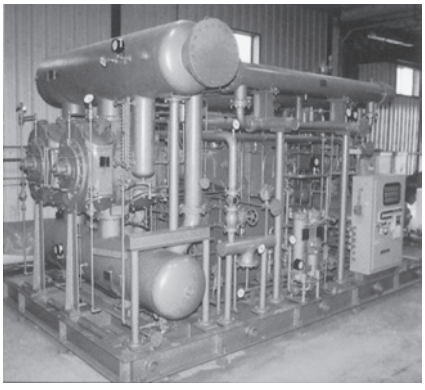


FIGURA 7–71 Montagem de um compressor de 1.250 HP.
Cortesia da Dresser Rand Company, Painted Post (NY).

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

transmitir potência em longas distâncias. Em 1829, William Mann recebeu uma patente para a compressão do ar em múltiplos estágios. Em 1830, Thilorier foi reconhecido por comprimir gases a altas pressões em *estágios*. Em 1890, Edward Rix transmitiu potência usando ar por vários quilômetros para operar máquinas elevadoras na mina North Star, na Califórnia, usando um compressor movido a turbinas Pelton. Em 1872, *resfriamento* foi utilizado para aumentar a eficiência aspergindo água diretamente no cilindro pelas válvulas de admissão de ar. Essa "compressão úmida" foi abandonada mais tarde devido aos problemas que causava e assim o resfriamento passou a ser realizado externamente pelas *camisas d'água* nos cilindros. O primeiro compressor de grandes dimensões dos Estados Unidos foi uma unidade de quatro cilindros construída em 1866 para ser usada no túnel Hoosac. O resfriamento foi realizado pela primeira vez com injeção de água no cilindro e, mais tarde, foi feito ao se desejar uma corrente de água sobre o cilindro. Grandes avanços na tecnologia recente de compressores são devidos a Burleigh, Ingersoll, Sergeant, Rand e Clayton, entre outros.

A potência dos compressores varia de alguns hp até mais de 10.000 hp, e esses estão entre os mais importantes equipamentos consumidores de energia na maioria das instalações industriais. Nessas instalações, geralmente os responsáveis pela produção são rápidos em identificar perdas de energia (e consequentemente dinheiro) através de *superfícies quentes*, e logo eliminam as perdas isolando essas superfícies. Entretanto, de alguma forma eles não consideram muito a economia de *ar comprimido*, uma vez que pensam que o ar é gratuito, e a única vez em que os vazamentos de ar e os filtros de ar sujos recebem alguma atenção é quando as perdas de ar e pressão interferem na operação normal da fábrica. Porém, a atenção ao sistema de ar comprimido e a adoção de algumas medidas simples de economia são atitudes que podem resultar em economias consideráveis de energia e custos para as fábricas.

Os assovios dos *vazamentos de ar* às vezes podem ser ouvidos até mesmo em instalações de manufatura com alto nível de ruído. Não são raras *quedas de pressão* de até 40% nos pontos de uso final, onde a pressão é descarregada pelo compressor. Mesmo assim, uma resposta comum para tal problema é a instalação de um compressor maior, em vez de se tentar verificar o sistema e descobrir o problema. Esta última ação corretiva normalmente é tomada depois que o compressor maior também não consegue eliminar o problema. A energia desperdiçada nos sistemas de ar comprimido devido à instalação e manutenção ruins pode contribuir com até 50% da energia consumida pelo compressor, e cerca de metade dessa quantidade pode ser economizada com a adoção de medidas simples.

O custo da eletricidade para operar um compressor por um ano pode exceder o preço de compra do compressor. Isso acontece particularmente quando se utilizam compressores grandes que operam em dois ou três turnos. Por exemplo, a operação de um compressor de 125 hp alimentado por um motor elétrico com 90% de eficiência a plena carga durante 6.000 horas por ano, a US$ 0,085/kWh, terá custos anuais de US$ 52.820 com eletricidade, o que excede em muito o custo de compra e instalação de uma unidade típica (Fig. 7–72).

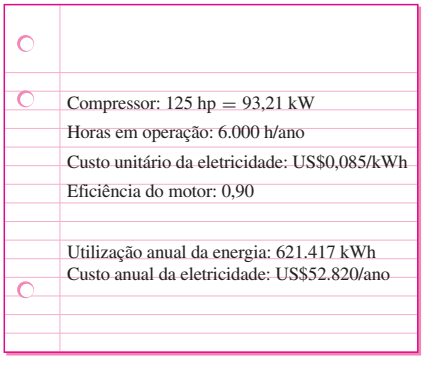

Compressor: 125 hp = 93,21 kW
Horas em operação: 6.000 h/ano
Custo unitário da eletricidade: US$0,085/kWh
Eficiência do motor: 0,90
Utilização anual da energia: 621.417 kWh
Custo anual da eletricidade: US$52.820/ano

FIGURA 7–72 O custo da eletricidade para operar um compressor por um ano pode exceder o preço de compra do compressor.

A seguir descrevemos alguns procedimentos para reduzir o custo do ar comprimido nas instalações industriais e quantificar a economia de energia e dinheiro associados ao ar comprimido. Depois de determinar o desperdício de potência do compressor, a economia *anual de energia* (geralmente, eletricidade) e *do dinheiro* pode ser determinada a partir de

$$\text{Economia de energia} = (\text{Potência economizada}) \times (\text{Horas em operação}) / \eta_{\text{motor}} \quad \textbf{(7–87)}$$

e

$$\text{Economia de dinheiro} = (\text{Economia de energia}) \times (\text{Custo unitário da energia}) \quad \textbf{(7–88)}$$

onde η_{motor} é a eficiência do motor que aciona o compressor, e o custo unitário da energia é geralmente expresso em unidades monetárias (reais, dólares...) por kilowatt-hora (1 kWh = 3.600 kJ).

1 Reparando vazamentos de ar em linhas de ar comprimido

Vazamentos de ar são a maior causa de perda de energia associada aos sistemas de ar comprimido em instalações industriais. É preciso energia para comprimir o ar, e portanto a perda de ar comprimido é uma perda de energia para a instalação. Um compressor deve trabalhar mais e por mais tempo para compensar a perda de ar, e deve usar mais energia nesse processo. Vários estudos realizados em fábricas têm revelado que até 40% do ar comprimido se perde em vazamentos. A eliminação total dos vazamentos de ar é impossível, e uma taxa de vazamento de 10% é considerada aceitável.

Em geral, vazamentos de ar ocorrem nas *juntas, conexões de rosca, cotovelos, buchas de redução, sistemas de válvulas, filtros, mangueiras, válvulas de controle, válvulas de alívio, extensões* e no próprio *equipamento* conectado às linhas de ar comprimido (Fig. 7–73). Expansões e contrações resultantes de ciclagem térmica e de vibração são causas comuns de afrouxamento nas conexões – e consequentemente, dos vazamentos de ar. Portanto, uma boa prática é *verificar* se as conexões estão apertadas e *apertá-las* periodicamente. Vazamentos de ar também ocorrem normalmente nos pontos de utilização final, ou onde as linhas de ar comprimido se conectam ao equipamento que opera com ar comprimido. Devido à abertura e ao fechamento constantes das linhas de ar comprimido nesses pontos, as juntas de vedação se desgastam rapidamente e precisam ser substituídas periodicamente.

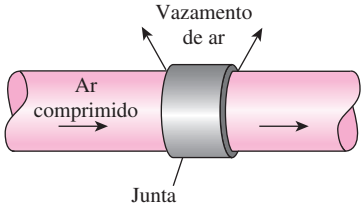


FIGURA 7–73 Os vazamentos de ar ocorrem normalmente nas juntas e conexões.

Existem muitas maneiras de detectar vazamentos de ar em um sistema de ar comprimido. Talvez a maneira mais simples de detectar um grande vazamento de ar seja pelo som. O ar escapando da linha a alta velocidade produz um *som de assovio* difícil de ser ignorado, exceto em ambientes com alto nível de ruído. Outra forma de detectar vazamentos de ar, particularmente os menores, é testar a área suspeita com *água e sabão* e observar se ocorre a formação de bolhas. Obviamente esse método não é prático em um sistema grande com muitas conexões. Uma forma moderna de verificar vazamentos de ar é usar um detector acústico de vazamento, composto de microfone direcional, amplificadores, filtros de áudio e indicadores digitais.

Uma forma prática de quantificar os vazamentos de ar por toda uma instalação é realizar um *teste de queda de pressão.* O teste é realizado parando todas as operações que utilizam ar comprimido e fechando os compressores e a válvula de alívio, a qual libera a pressão automaticamente quando o compressor para. Dessa forma, qualquer queda de pressão nas linhas de ar comprimido será consequência do efeito acumulado dos vazamentos de ar. Com o tempo, é observada a queda da pressão do sistema, e o teste é realizado até que a pressão caia a um valor que possa ser medido com precisão, em geral 0,5 atm. O tempo necessário para que a pressão caia até esse valor é medido, e a queda da pressão como função do tempo é registrada. O volume total do sistema de ar comprimido é então calculado, incluindo os tanques de ar comprimido,

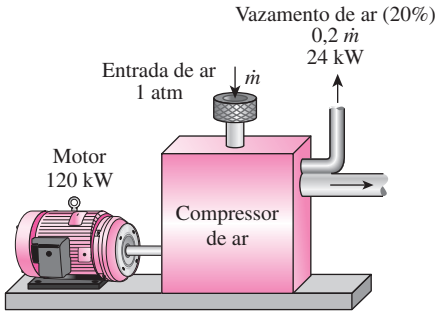


FIGURA 7–74 A energia desperdiçada quando o ar comprimido vaza é equivalente à energia necessária para comprimi-lo.

os coletores, acumuladores e as linhas de ar comprimido primárias. A tarefa pode ficar mais fácil quando se ignoram as linhas pequenas, gerando assim um resultado mais conservador. A taxa de vazamento de ar pode ser determinada usando a equação de estado do gás ideal.

A quantidade de *energia mecânica desperdiçada* por unidade de massa de ar que escapa pelos vazamentos é equivalente à quantidade real de energia necessária para comprimi-lo (Fig. 7–74), e é determinada com a Eq. 7–57 modificada como

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{w_{\text{comp rev, ent}}}{\eta_{\text{comp}}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \qquad \textbf{(7–89)}$$

onde n é o expoente de compressão politrópica ($n = 1{,}4$ quando a compressão é isentrópica, e $1 < n < 1{,}4$ quando existe resfriamento intermediário) e η_{comp} é a eficiência do compressor, cujo valor em geral varia entre 0,7 e 0,9.

Usando a teoria do escoamento compressível (veja o Cap. 17), é possível mostrar que sempre que a pressão na linha estiver acima de 2 atm, o que em geral acontece, a velocidade do ar no local do vazamento deverá ser igual à *velocidade do som* local.

Então, o **fluxo de massa de ar** através de um vazamento com seção transversal mínima A torna-se

$$\dot{m}_{\text{ar}} = C_{\text{descarga}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}\frac{P_{\text{linha}}}{RT_{\text{linha}}}A\sqrt{kR\left(\frac{2}{k+1}\right)T_{\text{linha}}} \qquad \textbf{(7–90)}$$

onde k é a razão dos calores específicos ($k = 1{,}4$ para o ar) e C_{descarga} é um coeficiente de descarga (ou de perda) que leva em conta as imperfeições do escoamento no local do vazamento. Seu valor varia de cerca de 0,60 para um orifício com bordas vivas até 0,97 para um orifício circular com bordas arredondadas. Os pontos de vazamento de ar têm formas imperfeitas, e por isso pode-se admitir o valor 0,65 para o coeficiente de descarga, na falta de dados reais. Da mesma forma, T_{linha} e P_{linha} são a temperatura e a pressão na linha de ar comprimido, respectivamente.

Depois que $\dot{m}_{\text{ar}}$ e $w_{\text{comp, ent}}$ estão disponíveis, a **potência desperdiçada** pelo vazamento do ar comprimido (ou a potência economizada com a correção do vazamento) é determinada como

$$\text{Potência economizada} = \text{Potência desperdiçada} = \dot{m}_{\text{ar}} w_{\text{comp, ent}} \qquad \textbf{(7–91)}$$

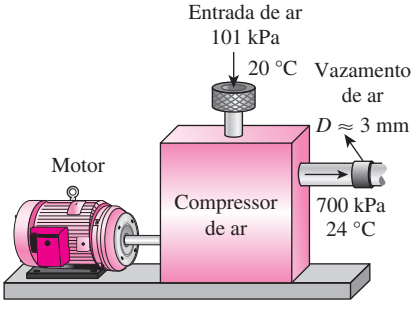


FIGURA 7–75 Esquema para o Exemplo 7–22.

EXEMPLO 7–22 Economia de dinheiro e energia com o reparo dos vazamentos de ar

Os compressores de uma instalação industrial mantêm as linhas de ar comprimido a uma pressão manométrica de 700 kPa ao nível do mar, em um local onde a pressão atmosférica é de 101 kPa (Fig. 7–75). A temperatura média do ar é de 20 °C na entrada do compressor e de 24 °C nas linhas de ar comprimido. A instalação opera 4.200 horas por ano, e o preço médio da eletricidade é de US$ 0,078/kWh. Considerando a eficiência do compressor como 0,8, a eficiência do motor como 0,92 e o coeficiente de descarga como 0,65, determine a energia e o dinheiro economizados por ano quando um vazamento equivalente a um orifício com 3 mm de diâmetro é vedado na linha de ar comprimido.

SOLUÇÃO Um vazamento de ar nas linhas de ar comprimido de uma instalação é considerado. A energia e o dinheiro economizados por ano com a vedação do vazamento devem ser determinados.

Hipóteses **1** O regime da operação é permanente. **2** O ar é um gás ideal. **3** As perdas de pressão nas linhas de ar comprimido são desprezíveis.

Análise Observamos que a pressão absoluta é a soma das pressões manométrica e atmosférica.

O trabalho necessário para comprimir uma massa unitária de ar a 20 °C da pressão atmosférica de 101 kPa até 700 + 101 = 801 kPa é

$$w_{\text{comp, ent}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(293\ \text{K})}{(0{,}8)(1{,}4-1)}\left[\left(\frac{801\ \text{kPa}}{101\ \text{kPa}}\right)^{0{,}4/1{,}4} - 1\right] = 296{,}9\ \text{kJ/kg}$$

A seção transversal do orifício de 3 mm é

$$A = \pi D^2/4 = \pi(3 \times 10^{-3}\ \text{m})^2/4 = 7{,}069 \times 10^{-6}\ \text{m}^2$$

Observando que as condições da linha são 297 K e 801 kPa, o fluxo de massa de ar vazando através do orifício é determinado por

$$\dot{m}_{\text{ar}} = C_{\text{descarga}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}\frac{P_{\text{linha}}}{RT_{\text{linha}}}A\sqrt{kR\left(\frac{2}{k+1}\right)T_{\text{linha}}}$$

$$= (0{,}65)\left(\frac{2}{1{,}4+1}\right)^{1/(1{,}4-1)}\frac{801\ \text{kPa}}{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(297\ \text{K})}(7{,}069 \times 10^{-6}\ \text{m}^2)$$

$$\times\sqrt{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)\left(\frac{2}{1{,}4+1}\right)(297\ \text{K})}$$

$$= 0{,}008632\ \text{kg/s}$$

Assim, a potência desperdiçada pelo vazamento do ar comprimido torna-se

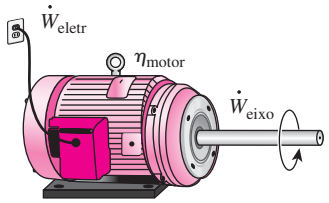
$$\text{Potência desperdiçada} = \dot{m}_{\text{ar}}\, w_{\text{comp, ent}}$$
$$= (0{,}008632\ \text{kg/s})(296{,}9\ \text{kJ/kg})$$
$$= 2{,}563\ \text{kW}$$

O compressor opera durante 4.200 h/ano, e a eficiência do motor é de 0,92. Assim, a energia e o dinheiro economizados por ano resultantes da correção desse vazamento são determinados por

$$\text{Economia de energia} = (\text{Potência economizada})(\text{Horas em operação})/\eta_{\text{motor}}$$
$$= (2{,}563\ \text{kW})\ (4.200\ \text{h/ano})/0.92$$
$$= \mathbf{11.700\ kWh/ano}$$

$$\text{Economia de dinheiro} = (\text{Economia de energia})(\text{Custo unitário da energia})$$
$$= (11.700\ \text{kWh/ano})(\text{US\$ } 0{,}078/\text{kWh})$$
$$= \mathbf{US\$\ 913/ano}$$

Discussão Observe que a instalação economizará 11.700 kWh de eletricidade equivalente a US$ 913 por ano quando esse vazamento de ar for corrigido. Esse é um valor substancial para um único vazamento cujo diâmetro é de apenas 3 mm.



Eficiência do motor η_{motor}	Potência elétrica consumida por kW de potência mecânica (eixo) de saída, $\dot{W}_{eletr} = \dot{W}_{eixo}/\eta_{motor}$
100%	1,00 kW
90	1,11
80	1,25
70	1,43
60	1,67
50	2,00
40	2,50
30	3,33
20	5,00
10	10,00

FIGURA 7–76 A energia elétrica consumida por um motor é inversamente proporcional à sua eficiência.

2 Instalação de motores de alta eficiência

Praticamente todos os compressores são movidos por motores elétricos, e a *energia elétrica* que um motor consome para uma dada potência de eixo é *inversamente proporcional* à sua eficiência. Os motores elétricos não conseguem converter completamente a energia elétrica que consomem em energia mecânica, e a relação entre a potência mecânica que fornecem e a energia elétrica que consomem durante a operação é chamada de eficiência do motor η_{motor}. Assim, a potência elétrica consumida pelo motor e a potência mecânica (eixo) fornecida ao compressor (Fig. 7–76) estão relacionadas entre si por

$$\dot{W}_{eletr} = \dot{W}_{comp}/\eta_{motor} \quad \textbf{(7–92)}$$

Supondo que não haja nenhuma perda na transmissão, um motor com eficiência de 80%, por exemplo, consumirá 1/0,8 = 1,25 kW de potência elétrica para cada kW de potência de eixo que fornece ao compressor, enquanto um motor que tem eficiência de 95% consumirá apenas 1/0,95 = 1,05 kW para fornecer o mesmo 1 kW. Portanto, os motores de alta eficiência operam com menor custo do que os motores comuns, porém custam mais caro. Mesmo assim, a economia de energia compensa a diferença de preço logo nos primeiros anos. Esse é particularmente o caso de compressores grandes que operam em mais de um turno regular. A *potência elétrica* economizada pela substituição de um motor padrão existente de eficiência $\eta_{padrão}$ por um motor de alta eficiência $\eta_{eficiente}$ é determinada por

$$\begin{aligned}\dot{W}_{eletr,\,economizada} &= \dot{W}_{eletr,\,padrão} - \dot{W}_{eletr,\,eficiente}\\ &= \dot{W}_{comp}(1/\eta_{padrão} - 1/\eta_{eficiente})\\ &= (\text{Potência nominal})\,(\text{Fator de carga})\,(1/\eta_{padrão} - 1/\eta_{eficiente})\end{aligned} \quad \textbf{(7–93)}$$

onde a *potência nominal* é a potência que o motor fornece a plena carga (listada no rótulo) e o *fator de carga* é a fração da potência nominal com a qual o motor opera normalmente. Assim, a economia anual de energia resultante da substituição de um motor padrão por outro de alta eficiência é

$$\text{Economia de energia} = \dot{W}_{eletr,\,economizada} \times \text{Horas de operação anual} \quad \textbf{(7–94)}$$

As eficiências dos motores usados nos compressores geralmente variam de cerca de 70% para mais de 96%. A parte de energia elétrica não convertida em energia mecânica é convertida em calor. A quantidade de calor gerada pelos motores pode atingir níveis altos, particularmente em condições de carga parcial, e pode causar superaquecimento se não for dissipada efetivamente. Isso também pode fazer com que a temperatura do ar na sala do compressor se eleve a níveis indesejados. Por exemplo, um motor de 100 kW e eficiência de 90% gera tanto calor quanto um aquecedor a resistência de 10 kW no espaço confinado da sala de compressores, o que contribui bastante para o aquecimento do ar da sala. Se esse ar aquecido não for adequadamente renovado e o ar admitido no compressor não for retirado da própria sala de compressores, o desempenho do compressor também cairá, como explicaremos mais adiante.

Considerações importantes ao selecionar um motor para um compressor são o perfil de operação do compressor (ou seja, a variação da carga com o tempo) e a eficiência do motor em condições de carga parcial. A eficiência de um motor com carga parcial é tão importante quanto a eficiência a plena

carga se o compressor operar com carga parcial durante parte significativa do tempo total de operação. Um motor típico tem uma curva de eficiência que apresenta pouca variação entre a meia carga e a plena carga, e a eficiência de pico geralmente se encontra em uma carga de 75%. A eficiência cai bastante abaixo da metade da carga e, assim, a operação a uma carga abaixo de 50% da carga plena deve ser evitada ao máximo. Por exemplo, a eficiência de um motor pode cair de 90% a plena carga para 87% a meia carga, chegando a 80% a um quarto de carga (Fig. 7–77). Já a eficiência de outro motor com especificação similar pode cair de 91% a plena carga para 75% a um quarto de carga. O primeiro motor obviamente é mais adequado para uma situação na qual um compressor deve operar a um quarto da carga durante parte significativa do tempo. A eficiência em condições de carga parcial pode ser aperfeiçoada com a instalação de controladores de voltagem variável se isso for economicamente viável. Da mesma forma, *superdimensionar* um motor só para ter segurança e alguma potência extra de reserva não é uma boa prática, uma vez que isso fará com que o motor opere quase sempre com *carga parcial* e, consequentemente, *eficiência mais baixa*. Além disso, motores superdimensionados têm um custo inicial alto mas desperdiçam pouca energia, desde que operem a cargas acima de 50% da carga de projeto.

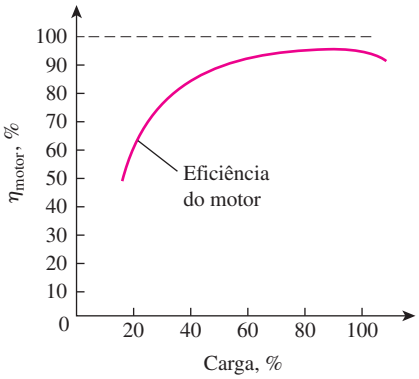


FIGURA 7–77 A eficiência de um motor elétrico diminui quando opera em carga parcial.

Usando um motor menor de alta capacidade

Temos uma tendência a comprar *equipamentos maiores* do que o necessário por questões como margem de segurança ou previsão de expansão futura, e isso também acontece na hora de adquirir compressores. As incertezas na operação de uma fábrica são parcialmente responsáveis pela opção por um compressor maior, uma vez que é preferível ter um compressor superdimensionado do que um subdimensionado. Ocasionalmente, compressores que atingem várias vezes a capacidade requerida são comprados esperando-se que essa capacidade extra seja necessária algum dia. O resultado é um compressor que funciona intermitentemente a plena carga, ou então continuamente com carga parcial.

Um compressor que opera com carga parcial pode fazer com que o motor opere com menos eficiência, uma vez que a eficiência de um motor elétrico diminui à medida que o ponto de operação se afasta de sua potência nominal, como mencionamos anteriormente. O resultado é um motor que consome mais eletricidade por unidade de potência fornecida e, consequentemente, uma operação mais cara. Os custos de operação podem ser reduzidos com a mudança para um motor menor que funcione à potência nominal e, portanto, tenha uma maior eficiência.

3 Usando o ar exterior na admissão do compressor

Destacamos anteriormente que a potência consumida por um compressor é proporcional ao *volume específico*, que é proporcional à *temperatura absoluta* do gás em uma determinada pressão. Concluímos também pela Eq. 7–89 que o trabalho do compressor é diretamente proporcional à *temperatura de entrada* do ar. Assim, quanto mais baixa for a temperatura de entrada do ar, menor será o trabalho de compressão. Assim, o *fator de redução de potência*, que é a fração da potência do compressor reduzida devido à tomada de ar do meio exterior, torna-se

$$f_{\text{redução}} = \frac{W_{\text{comp, interior}} - W_{\text{comp, exterior}}}{W_{\text{comp, interior}}} = \frac{T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} = 1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} \quad \textbf{(7–95)}$$

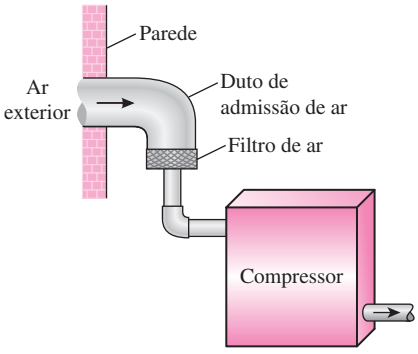


FIGURA 7–78 O consumo de potência de um compressor pode ser reduzido utilizando-se o ar do exterior.

onde T_{interior} e T_{exterior} são as temperaturas absolutas (em K ou R) do ar ambiente fora e dentro da instalação, respectivamente. Assim, reduzindo a temperatura absoluta na sucção em 5%, por exemplo, reduzimos a potência consumida pelo compressor em 5%. Como regra geral, para uma determinada quantidade de ar comprimido, o consumo de potência do compressor diminui (ou, para uma potência fixa, a quantidade de ar comprimido aumenta) em 1% a cada 3 °C reduzidos na temperatura do ar que entra no compressor.

Geralmente os compressores estão localizados dentro das instalações ou em abrigos externos especialmente construídos adjacentes às instalações. O ar que entra no compressor é normalmente retirado de dentro do prédio ou abrigo. Entretanto, em muitos locais a temperatura do ar do prédio é mais alta do que a temperatura do ar exterior, por conta dos aquecedores no inverno e do calor liberado por fornos e pelo grande número de equipamentos mecânicos e elétricos durante todo o ano. A elevação da temperatura no abrigo também se deve à dissipação de calor do compressor e de seu motor. O ar exterior geralmente é *mais frio* e, portanto, *mais denso* que o ar na sala do compressor mesmo nos dias de verão. Assim, é aconselhável instalar um *duto de admissão* na entrada do compressor, para que o ar seja fornecido diretamente de fora do prédio e não de dentro, como mostra a Fig. 7–78. Isso reduzirá o consumo de energia do compressor, uma vez que é preciso menos energia para comprimir uma certa quantidade de ar frio do que a mesma quantidade de ar quente. A compressão do ar quente em um prédio no inverno também desperdiça a energia utilizada para aquecer o ar.

4 Reduzindo o ajuste da pressão do ar

Outra fonte de desperdício de energia nos sistemas de ar comprimido é a compressão do ar até uma pressão mais alta do que aquela requerida pelo equipamento acionado a ar, uma vez que é preciso mais energia para comprimir o ar a uma pressão mais alta. Em tais casos, uma economia considerável de energia pode ser alcançada determinando a pressão mínima necessária e, em seguida, reduzindo adequadamente a pressão do ar na saída do compressor. Isso pode ser feito em compressores do tipo parafuso e do tipo alternativo, ajustando o valor da pressão de acordo com as necessidades.

A quantidade de energia necessária para comprimir uma massa unitária de ar é determinada pela Eq. 7–89. Observamos nessa relação que quanto mais alta for a pressão P_2 na saída do compressor, maior será o trabalho necessário para efetuar a compressão. A redução da pressão na saída do compressor para $P_{2,\text{ reduzida}}$ diminuirá a potência entregue ao compressor com um fator de

$$f_{\text{redução}} = \frac{w_{\text{comp, atual}} - w_{\text{comp, reduzido}}}{w_{\text{comp, atual}}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{ reduzida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1} \quad \textbf{(7–96)}$$

Um fator de redução (ou economia) de potência de $f_{\text{redução}} = 0{,}08$, por exemplo, indica que o consumo de potência do compressor é reduzido em 8% como consequência da redução do ajuste da pressão.

Algumas aplicações exigem ar ligeiramente comprimido. Em tais casos, a necessidade pode ser atendida por um ventilador em vez de um compressor. Uma quantidade considerável de energia pode ser economizada dessa forma, uma vez que um ventilador utiliza uma pequena fração da potência consumida por um compressor para produzir uma determinada vazão mássica.

EXEMPLO 7–23 Reduzindo o valor máximo de pressão para reduzir custos

As necessidades de ar comprimido de uma fábrica localizada a 1.400 m de altitude são atendidas por um compressor de 75 hp que toma o ar à pressão atmosférica de 85,6 kPa e à temperatura média de 15 °C para comprimi-lo até a pressão manométrica de 900 kPa (Fig. 7–79). Atualmente, a fábrica gasta US$ 12.000 por ano com eletricidade para operar o compressor. Uma análise do sistema de ar comprimido e do equipamento que usa o ar comprimido revela que a compressão do ar até 800 kPa é suficiente para essa fábrica. Determine quanto será economizado em dinheiro com a redução da pressão do ar comprimido.

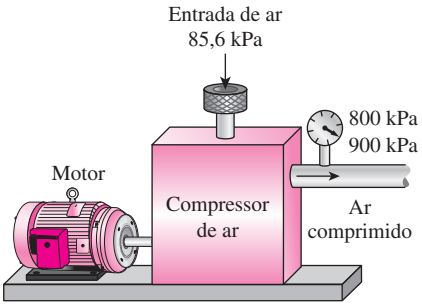


FIGURA 7–79 Esquema para o Exemplo 7–23.

SOLUÇÃO Observa-se que o compressor de uma instalação comprime o ar a uma pressão muito mais alta que a necessária. A economia de dinheiro associada à redução da pressão do compressor deve ser determinada.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal. **2** O processo de compressão é isentrópico, e portanto $n = k = 1{,}4$.

Análise A fração de energia economizada em função da redução da pressão do compressor é

$$f_{\text{redução}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{ reduzida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1}$$

$$= 1 - \frac{(885{,}6/85{,}6)^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1}{(985{,}6/85{,}6)^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1} = 0{,}060$$

Ou seja, a redução do valor máximo da pressão diminuirá a energia consumida pelo compressor em cerca de 6%. Assim,

$$\text{Economia de dinheiro} = (\text{Custo atual})\, f_{\text{redução}} = (\text{US\$ 12.000/ano})\,(0{,}06)$$
$$= \textbf{US\$ 720/ano}$$

Dessa forma, a redução da pressão em 100 kPa resultará em uma economia anual de US$ 720 para essa fábrica

Existem também outras maneiras de reduzir o custo do ar comprimido nas instalações industriais. Uma maneira óbvia é *desligar o compressor* durante os períodos não produtivos, como o horário de almoço, o período da noite e até mesmo os finais de semana. Uma quantidade considerável de potência pode ser desperdiçada durante esse modo em espera (*stand-by*). Isso é particularmente significativo para os compressores do tipo parafuso, uma vez que eles consomem até 85% de sua potência nominal nesse modo de operação. Os compressores alternativos também não estão livres desse problema, uma vez que devem realizar mais ciclos liga-desliga por conta dos vazamentos de ar presentes nas linhas de ar comprimido. O sistema pode ser interrompido manualmente durante períodos não produtivos para economizar energia, mas a instalação de um temporizador automático (com opção para o modo manual) é preferível, uma vez que é da natureza humana deixar as coisas para depois quando os benefícios não são óbvios ou imediatos.

O ar comprimido às vezes é resfriado consideravelmente abaixo de seu ponto de orvalho nos *secadores refrigerados* para condensar e remover uma grande fração de vapor de água do ar, bem como de outros gases não condensáveis, como os vapores de óleo. A temperatura do ar se eleva bastante à

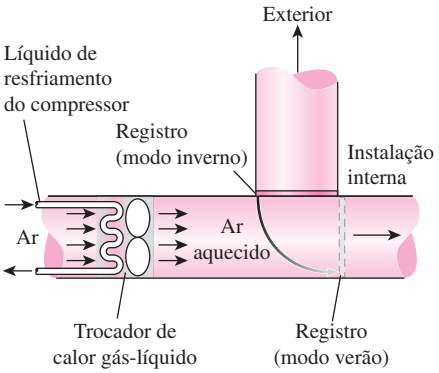


FIGURA 7–80 O calor desperdiçado de um compressor pode ser usado para aquecer um prédio no inverno.

medida que ele é comprimido, às vezes excedendo 250 °C na saída do compressor quando uma compressão adiabática é realizada apenas até um valor equivalente a 700 kPa. Assim, é desejável resfriar o ar após a compressão para minimizar a potência consumida pelo sistema de refrigeração, assim como é desejável deixar o alimento quente de uma panela esfriar até a temperatura ambiente antes de colocá-lo no refrigerador. O resfriamento pode ser feito pelo ar ambiente ou pela água, e o calor removido por esses meios pode ser usado para aquecimento de ambientes, aquecimento de água de alimentação ou aquecimento em processos.

Normalmente, compressores são resfriados diretamente pelo ar ou pela circulação de um líquido, como o óleo ou a água que passa através deles, a fim de minimizar o consumo de potência. O calor removido pelo óleo ou pela água é em geral rejeitado para o ambiente em um trocador de calor gás-líquido. Esse *calor rejeitado* em geral totaliza de 60 a 90% do consumo de potência e, assim, representa uma quantidade imensa de energia que pode ser usada com uma finalidade útil, como *aquecimento de ambientes* no inverno, *preaquecimento* do ar ou da água em um forno ou outras finalidades relacionadas a processos (Fig. 7–80). Por exemplo, admitindo que 80% da potência de acionamento seja convertida em calor, um compressor de 150 hp operando a plena carga pode rejeitar tanto calor quanto um aquecedor a resistência elétrica de 90 kW ou um aquecedor a gás natural de 400.000 Btu/h. Assim, a utilização adequada do calor desperdiçado de um compressor pode resultar em uma economia significativa de energia e dinheiro.

RESUMO

A segunda lei da termodinâmica conduz à definição de uma nova propriedade: a *entropia*, que é a medida quantitativa da desordem microscópica de um sistema. Qualquer grandeza cuja integral cíclica é zero é uma propriedade, e a entropia é definida como

$$dS = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{\text{int rev}}$$

No caso especial de um processo isotérmico internamente reversível, temos

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

A desigualdade de Clausius combinada à definição de entropia resulta em uma desigualdade conhecida como *princípio do aumento da entropia*, que é expressa como

$$S_{\text{ger}} \geq 0$$

onde S_{ger} é a *entropia gerada* durante o processo. A variação da entropia é causada pela transferência de calor, fluxo de massa e irreversibilidades. A transferência de calor para um sistema aumenta a entropia, e a transferência de calor de um sistema a diminui. O efeito das irreversibilidades sempre é o aumento da entropia.

A *variação da entropia* e as *relações isentrópicas* de um processo podem ser resumidas da seguinte maneira:

1. *Substâncias puras:*

Qualquer processo: $\Delta s = s_2 - s_1$

Processo isentrópico: $s_2 = s_1$

2. *Substâncias incompressíveis:*

Qualquer processo: $s_2 - s_1 = c_{\text{med}} \ln \dfrac{T_2}{T_1}$

Processo isentrópico: $T_2 = T_1$

3. *Gases ideais:*

a. Calores específicos constantes (formulação aproximada):

Qualquer processo:

$$s_2 - s_1 = c_{v,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Processo isentrópico:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k}$$

b. Calores específicos variáveis (formulação exata):

Qualquer processo:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Processo isentrópico:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

onde P_r é a *pressão relativa* e v_r é o *volume específico relativo*. A função s° depende apenas da temperatura.

O *trabalho de escoamento em regime permanente* de um processo reversível pode ser expresso relativamente às propriedades do fluido como

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

Para as substâncias incompressíveis (v = constante) isso pode ser simplificado como

$$w_{\text{rev}} = -v(P_2 - P_1) - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

O trabalho realizado durante um processo com escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico. Portanto, v deve ser mantido no menor nível possível durante um processo de compressão para minimizar o consumo de trabalho, e no maior nível possível durante um processo de expansão para maximizar o trabalho produzido.

Os consumos de trabalho em um compressor reversível que comprime um gás ideal de T_1, P_1 até P_2 de forma isentrópica (Pv^k = constante), politrópica (Pv^n = constante) ou isotérmica (Pv = constante) são determinados pela integração de cada caso com os seguintes resultados:

Isentrópico: $$w_{\text{comp, ent}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

Politrópico: $$w_{\text{comp, ent}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

Isotérmico: $$w_{\text{comp, ent}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

O consumo de trabalho por um compressor pode ser reduzido pela compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário. Para o máximo de economia de trabalho de compressão, a razão de pressão através de cada estágio do compressor deve ser a mesma.

A maioria dos dispositivos com escoamento em regime permanente opera sob condições adiabáticas, e o processo ideal para esses dispositivos é o processo isentrópico. O parâmetro que descreve a eficiência com a qual um dispositivo se aproxima de um dispositivo isentrópico correspondente é chamado de *eficiência isentrópica* ou *adiabática*. Ele é expresso para turbinas, compressores e bocais da seguinte maneira:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabalho real da turbina}}{\text{Trabalho isentrópico da turbina}} = \frac{w_r}{w_s} \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_C = \frac{\text{Trabalho isentrópico do compressor}}{\text{Trabalho real do compressor}} = \frac{w_s}{w_r} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

$$\eta_N = \frac{\text{EC real na saída do bocal}}{\text{EC isentrópica na saída do bocal}} = \frac{V_{2r}^2}{V_{2s}^2} \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}}$$

Nas relações anteriores, h_{2r} e h_{2s} são os valores da entalpia no estado de saída para os *processos* real e isentrópico, respectivamente. O balanço de entropia de qualquer sistema passando por qualquer processo pode ser expresso de forma geral por

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{S_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{entropia}}}$$

ou, na *forma de taxa,* por

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{ent}} - \dot{S}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{entropia}}}$$

Para um processo geral com escoamento em regime permanente isso pode ser simplificado para

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \sum \dot{m}_{\text{sai}} s_{\text{sai}} - \sum \dot{m}_{\text{ent}} s_{\text{ent}} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2. ed. New York: Wiley Interscience, 1997.
2. A. Bejan. *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*. New York: Wiley Interscience, 1982.
3. Y. A. Çengel and H. Kimmel. "Optimization of Expansion in Natural Gas Liquefaction Processes." *LNG Journal*, U.K., May-June, 1998.
4. Y. Çerci,Y. A. Çengel, and R. H. Turner, "Reducing the Cost of Compressed Air in Industrial Facilities." *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Francisco, California, November 12-17,1995.
5. W. F. E. Feller. *Air Compressors: Their Installation, Operation, and Maintenance*. New York: McGraw-Hill, 1944.
6. D. W. Nutter, A. J. Britton, and W. M. Heffington. "Conserve Energy to Cut Operating Costs." *Chemical Engineering*, September 1993, pp. 127-137.
7. J. Rifkin. *Entropy*. New York: The Viking Press, 1980.

PROBLEMAS*

Entropia e o princípio do aumento da entropia

7–1C A integral cíclica do trabalho precisa ser zero – ou seja, um sistema precisa produzir a mesma quantidade de trabalho que consome para completar um ciclo? Explique.

7–2C Um sistema passa por um processo entre dois estados fixos; primeiramente, de modo reversível, e em seguida, de modo irreversível. Em qual das duas situações a variação da entropia é maior? Por quê?

7–3C O valor da integral $\int_1^2 \delta Q/T$ é o mesmo para todos os processos entre os estados 1 e 2? Explique.

7–4C Para determinar a variação da entropia de um processo irreversível entre os estados 1 e 2, a integral $\int_1^2 \delta Q/T$ deve ser realizada ao longo da trajetória real do processo ou ao longo de uma trajetória reversível imaginária? Explique.

7–5C Um processo isotérmico é necessariamente reversível internamente? Explique a resposta com um exemplo.

7–6C Como podemos comparar o valor da integral $\int_1^2 \delta Q/T$ considerando um processo reversível e um processo irreversível entre os mesmos estados finais?

7–7C A entropia de uma batata assada quente diminui à medida que ela esfria. Isso viola o princípio do aumento da entropia? Explique.

7–8C É possível criar a entropia? É possível destruí-la?

7–9C Quando um sistema é adiabático, o que podemos dizer sobre a variação de entropia da substância no sistema?

7–10C O trabalho é livre de entropia, e às vezes é feita a afirmação de que o trabalho não será capaz de mudar a entropia de um fluido que passa por um sistema com escoamento em regime permanente e adiabático com uma entrada e uma saída. Essa é uma alegação válida?

7–11C Um arranjo pistão-cilindro contém gás hélio. Durante um processo reversível isotérmico, a entropia do hélio aumentará (considere as opções: *nunca, às vezes ou sempre*)?

7–12C Um arranjo pistão-cilindro contém gás nitrogênio. Durante um processo reversível adiabático, a entropia do nitrogênio aumentará (considere as opções: *nunca, às vezes* ou *sempre*)?

7–13C Um arranjo pistão-cilindro contém vapor de água superaquecido. Durante um processo adiabático real, a entropia do vapor aumentará (considere as opções: *nunca, às vezes, sempre*)?

7–14C A entropia do vapor de água *aumentará, diminuirá ou permanecerá a mesma* à medida que ele escoar por uma turbina adiabática real?

7–15C A entropia do fluido de trabalho do ciclo ideal de Carnot *aumenta, diminui ou permanece a mesma* durante o processo isotérmico de adição de calor?

7–16C A entropia do fluido de trabalho do ciclo ideal de Carnot *aumenta, diminui ou permanece a mesma* durante o processo isotérmico de rejeição de calor?

7–17C Durante um processo de transferência de calor, a entropia de um sistema aumenta (considere as opções: *sempre, às vezes ou nunca*)?

7–18C Vapor de água é acelerado à medida que escoa por um bocal adiabático real. A entropia do vapor de água na saída do bocal será *maior, igual ou menor* que a entropia na entrada do bocal?

7–19C É possível que a variação da entropia de um sistema fechado seja igual a zero durante um processo irreversível? Explique.

7–20C Quais são os três mecanismos que podem causar a variação da entropia de um volume de controle?

7–21E Uma máquina térmica completamente reversível opera com uma fonte a 1.500 R e um sumidouro a 500 R. Considerando que a entropia do sumidouro aumenta em 10 Btu/R, quanto diminuirá a entropia da fonte? Qual a quantidade de calor, em Btu, é transferida a partir da fonte?

7–22 Uma fonte de energia a 1.000 K transfere calor para uma máquina térmica completamente reversível. Essa máquina transfere calor para um sumidouro a 300 K. Determine a quantidade de calor que deve ser transferida da fonte de energia para aumentar a entropia da energia do sumidouro em 20 kJ/K.

7–23E Uma máquina térmica recebe 200.000 Btu de calor de uma fonte a 1.500 R e rejeita 100.000 Btu de calor para um sumidouro a 600 R. Calcule a variação da entropia de todos os componentes dessa máquina e determine se ela é completamente reversível. Quanto trabalho total a máquina pode produzir?

7–24 Ar inicialmente a uma pressão P_1 é comprimido por um compressor de 30 kW até P_2. A temperatura do ar é mantida constante a 25 °C durante o processo devido à transferência de calor para a vizinhança a 17 °C. Determine a taxa da variação da entropia do ar. Enuncie as hipóteses adotadas na solução desse problema.

Resposta: −0,101 kW/K

7–25 Uma quantidade de calor de 100 kJ é transferida diretamente de um reservatório quente a 1.200 K para um reservatório frio a 600 K. Calcule a variação da entropia dos dois reservatórios e determine se o princípio de aumento da entropia é satisfeito.

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

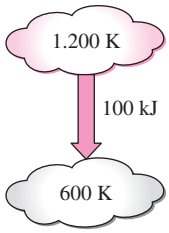


FIGURA P7–25

7–26 No problema anterior, considere que o calor é transferido do reservatório frio para o reservatório quente, contrariando o enunciado de Clausius da segunda lei. Prove que isso viola o princípio do aumento da entropia – o que inclusive está de acordo com o enunciado de Clausius.

7–27 Uma bomba de calor completamente reversível produz calor a uma taxa de 300 kW para aquecer uma casa mantida a 24 °C. O ar exterior, que está a 7 °C, serve como a fonte. Calcule a taxa de variação da entropia dos dois reservatórios e determine se essa bomba de calor satisfaz a segunda lei de acordo com o princípio do aumento da entropia.

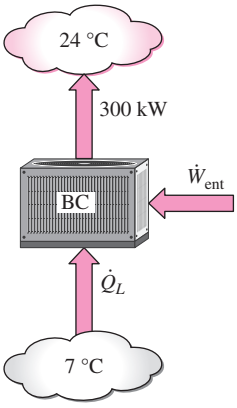


FIGURA P7–27

7–28E Durante o processo isotérmico de rejeição de calor de um ciclo de Carnot, o fluido de trabalho experimenta uma mudança de entropia de –0,7 Btu/R. Considerando que a temperatura do sumidouro de calor é de 95 °F, determine (*a*) a quantidade de calor transferido, (*b*) a variação da entropia do sumidouro, e (*c*) a variação da entropia total para esse processo.

Respostas: (*a*) 388,5 Btu; (*b*) 0,7 Btu/R; (*c*) 0

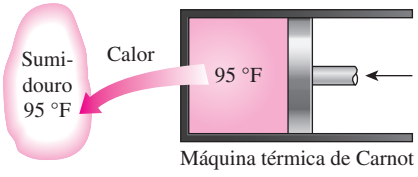


FIGURA P7–28E

7–29 Refrigerante-134a entra nas serpentinas do evaporador de um sistema de refrigeração como uma mistura saturada de líquido e vapor à pressão de 160 kPa. O refrigerante remove 180 kJ de calor do espaço resfriado, o qual é mantido a –5 °C, e deixa o evaporador como vapor saturado à mesma pressão. Determine (*a*) a variação da entropia do refrigerante, (*b*) a variação da entropia do espaço refrigerado e (*c*) a variação total de entropia nesse processo.

Variações de entropia das substâncias puras

7–30C Um processo internamente reversível e adiabático é necessariamente isentrópico? Explique.

7–31E Um arranjo pistão-cilindro cujo volume é de 2,5 pés^3 é preenchido por 2 lbm de água a 300 psia. A água é então aquecida a uma pressão constante até que a temperatura atinja 500 °F. Determine a alteração resultante na entropia total da água.

Resposta: 0,474 Btu/R

7–32 Um tanque rígido, bem isolado, contém 5 kg de uma mistura saturada de líquido e vapor de água a 150 kPa. Inicialmente, três quartos da massa estão na fase líquida. Um aquecedor a resistência elétrica é então colocado no tanque, ligado e mantido em funcionamento até que todo o líquido em seu interior evapore. Determine a variação da entropia do vapor de água durante esse processo.

Resposta: 19,2 kJ/K

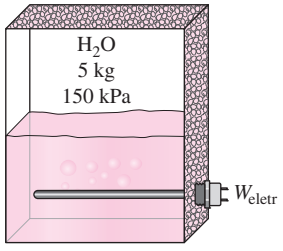


FIGURA P7–32

7–33 Uma partição divide um tanque rígido em duas partes iguais. Uma parte do tanque contém 2,5 kg de água líquida comprimida a 400 kPa e 60 °C, enquanto a outra parte encontra-se evacuada. A partição é então removida, e a água se expande para todo o tanque. Determine a variação da entropia da água durante esse processo, considerando que a pressão final do tanque é de 40 kPa.

Resposta: 0,492 kJ/K

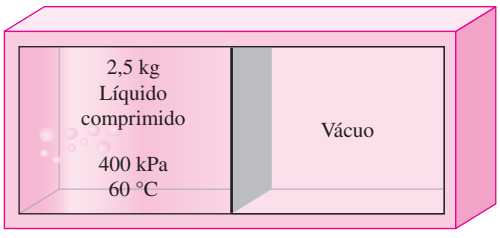


FIGURA P7–33

7–34 Reconsidere o Prob. 7–33. Usando o EES (ou outro programa), avalie e trace um gráfico da entropia gerada em função da temperatura da vizinhança, e determine os valores dessas temperaturas válidos para esse problema. Considere uma variação de 0 °C a 100 °C na temperatura da vizinhança. Discuta os resultados.

7–35E Um arranjo pistão-cilindro contém 2 lbm de refrigerante-134a a 120 psia e 100 °F. O refrigerante é então resfriado a uma pressão constante, até que passa a existir como um líquido a 50 °F. Determine a variação da entropia do refrigerante durante esse processo.

7–36 Um arranjo pistão-cilindro isolado contém 5 L de água líquida saturada a uma pressão constante de 150 kPa. Um aquecedor a resistência elétrica dentro do cilindro é ligado, e 2.200 kJ de energia são transferidos para o vapor de água. Determine a variação da entropia da água durante esse processo. *Resposta:* 5,72 kJ/K

7–37 Usando a equação de Gibbs ($Tds = dh - vdP$), calcule a variação da entropia específica da água quando ela é resfriada de vapor saturado a líquido saturado a uma pressão constante de 300 kPa. Use as tabelas de vapor para verificar o seu resultado.

7–38E Vapor saturado R-134a entra em um compressor a 0 °F. Na saída do compressor, a entropia específica é a mesma que a da entrada, e a pressão é de 60 psia. Determine a temperatura de saída do R-134a e a mudança na entalpia do R-134a.

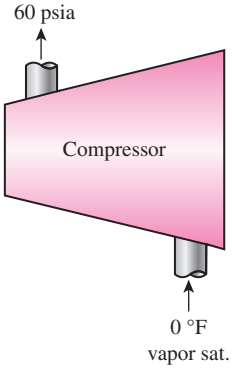


FIGURA P7–38E

7–39 Vapor de água entra em uma turbina a 6 MPa e 400 °C, e a deixa a 100 kPa com a mesma entropia específica verificada na entrada. Calcule a diferença entre a entalpia específica da água na entrada e na saída da turbina.

7–40 Considere 1 kg de R-134a, inicialmente a 600 kPa e 25 °C. O refrigerante sofre um processo durante o qual a entropia é mantida constante até que a pressão caia para 100 kPa. Determine a temperatura final do R-134a e a energia interna específica final.

7–41 Refrigerante-134a inicialmente a 800 kPa e 60 °C na entrada de uma turbina com escoamento em regime permanente é expandido isentropicamente para 100 kPa na saída da turbina. A área de saída é de 1 m^2, e a área de entrada é de 0,5 m^2. Calcule as velocidades de entrada e saída, considerando um fluxo de massa igual a 0,5 kg/s. *Respostas:* 0,030 m/s; 0,105 m/s

7–42 Um arranjo pistão-cilindro altamente isolado contém 0,02 m^3 de vapor de água a 300 kPa e 200 °C. O vapor de água é então comprimido de forma reversível até uma pressão de 1,2 MPa. Determine o trabalho realizado sobre o vapor durante esse processo.

7–43 Reconsidere o Prob. 7–42. Usando o EES (ou outro programa), avalie e trace um gráfico do trabalho realizado sobre o vapor de água em função da pressão final, considerando uma variação de 300 kPa a 1,2 MPa.

7–44 Um arranjo pistão-cilindro contém 1,2 kg de vapor de água saturado a 200 °C. Calor é então transferido para o vapor, e este se expande de forma reversível e isotérmica até uma pressão final de 800 kPa. Determine o calor transferido e o trabalho realizado durante esse processo.

7–45 Reconsidere o Prob. 7–44. Usando o EES (ou outro programa), avalie e trace um gráfico do calor transferido para o vapor de água e o trabalho realizado em função da pressão final, à medida que ela varia do valor inicial até o valor final de 800 kPa.

7–46 Uma determinada quantidade de refrigerante-134a a 240 kPa e 20 °C sofre um processo isotérmico em um sistema fechado até que seu título seja de 20%. Determine a quantidade de trabalho e a transferência de calor – por unidade de massa – necessários para o processo. *Respostas:* 37,0 kJ/kg; 172 kJ/kg

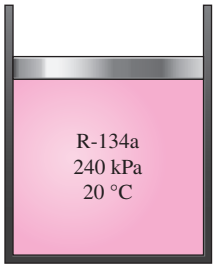


FIGURA P7–46

7–47 Determine a transferência de calor, em kJ/kg, para o processo reversível 1-3 mostrado na Fig. P7–47.

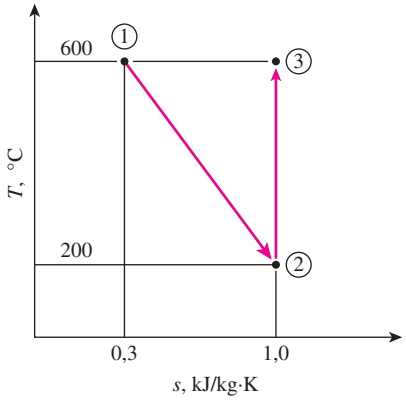


FIGURA P7–47

7–48E Calcule a transferência de calor, em Btu/lbm, para o processo reversível 1-3 mostrado na Fig. P7–48E.

Resposta: 515 Btu/lbm

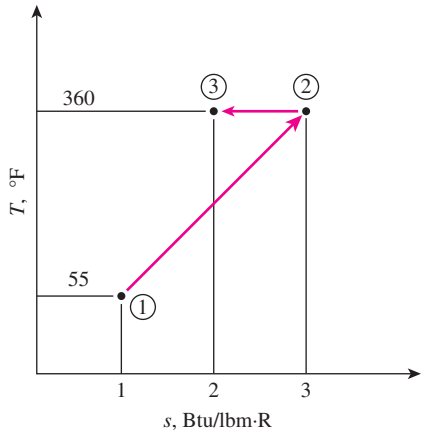


FIGURA P7–48E

7–49 Calcule a transferência de calor, em kJ/kg, para o processo reversível de escoamento em regime permanente 1-3 mostrado na Fig. P7–49.

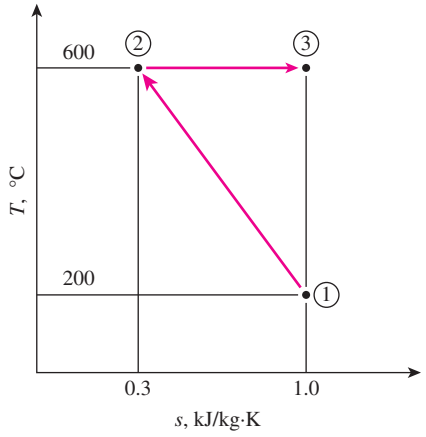


FIGURA P7–49

7–50 Vapor é expandido em uma turbina isentrópica com uma única entrada e uma única saída. Na entrada, o vapor está a 2 MPa e 360 °C. A pressão de vapor na saída é de 100 kPa. Calcule o trabalho produzido pela turbina, em kJ/kg.

7–51 Uma turbina a vapor isentrópica processa 5 kg/s de vapor a 4 MPa, o qual é expelido a 50 kPa e 100 °C. São desviados 5% desse fluxo para o aquecimento de água de alimentação a 700 kPa. Determine a potência produzida pela turbina, em kW.

Resposta: 6.328 kW

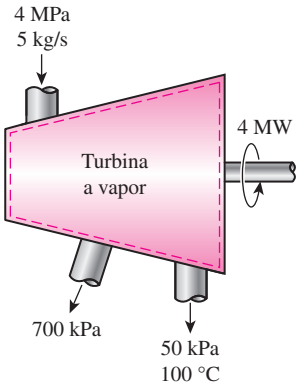


FIGURA P7–51

7–52 Água a 70 kPa e 100 °C é comprimida isentropicamente em um sistema fechado até 4 MPa. Determine a temperatura final da água e o trabalho necessário (em kJ/kg) para essa compressão.

FIGURA P7–52

7–53 Uma quantidade de 0,5 kg de R-134a é expandida isentropicamente a partir de 600 kPa e 30 °C até 140 kPa. Determine a transferência total de calor e a produção de trabalho para essa expansão.

7–54 Refrigerante-134a entra em uma turbina adiabática em regime permanente como vapor saturado a 1.200 kPa, e se expande até 100 kPa. A potência produzida pela turbina é calculada como 100 kW quando o processo também é reversível.

(*a*) Esboce o diagrama *T-s* considerando as linhas de saturação para esse processo.

(*b*) Determine a vazão volumétrica do fluido refrigerante-134a na saída da turbina, em m^3/s. *Resposta:* 0,376 m^3/s

7–55 Dois quilogramas de vapor de água saturado a 600 kPa estão contidos em um arranjo pistão-cilindro. A água expande-se adiabaticamente até que a pressão seja de 100 kPa, e considera-se que são produzidos 700 kJ de trabalho.

(a) Determine a variação da entropia da água, em kJ/kg·K.

(*b*) Esse processo é realista? Usando o diagrama *T-s* para o processo e os conceitos da segunda lei, justifique sua resposta.

7–56 Refrigerante-134a entra um compressor adiabático de regime permanente como vapor saturado a 320 kPa e é comprimido para 1.200 kPa. A potência mínima fornecida para o compressor é calculada como 100 kW.

(*a*) Esboce o diagrama *T-s* considerando as linhas de saturação para esse processo.

(*b*) Determine a vazão volumétrica do refrigerante-134a na entrada do compressor, em m^3/s.

7–57 Vapor saturado entra em um bocal adiabático que opera em regime permanente com baixa velocidade de entrada a 6 Mpa, expandindo-se até 1,2 MPa.

(*a*) Considerando uma situação em que a velocidade de saída tenha o máximo valor possível, esboce um diagrama *T-s* com relação às linhas de saturação para esse processo.

(*b*) Determine a máxima velocidade de saída do vapor, em m/s.

Resposta: 764 m/s

7–58 Uma panela a vapor rígida de 20 L está equipada com uma válvula de alívio de pressão ajustada para liberar vapor e manter a pressão assim que a pressão dentro da panela atingir 150 kPa. Inicialmente, essa panela está preenchida com água a 175 kPa, com um título de 10%. Calor é então adicionado à panela, até que no seu interior o título seja de 40%. Determine a variação mínima da entropia do reservatório de energia térmica que está fornecendo esse calor.

7–59 No problema anterior, a água é agitada ao mesmo tempo em que é aquecida. Determine a variação mínima de entropia da fonte de fornecimento de calor, considerando que são realizados 100 kJ de trabalho na água enquanto ela está sendo aquecida.

7–60 Um arranjo pistão-cilindro contém 5 kg de vapor de água a 100 °C com título de 50%. O vapor de água passa pelos dois seguintes processos:

1-2 Calor é transferido para o vapor de água de modo reversível, enquanto a temperatura é mantida constante até que o vapor de água se torne vapor saturado.

2-3 O vapor de água se expande em um processo adiabático e reversível até que a pressão atinja 15 kPa.

(*a*) Trace a curva do processo em um diagrama *T-s* contendo as linhas de saturação.

(*b*) Determine o calor fornecido ao vapor (em kJ) no processo 1-2.

(*c*) Determine o trabalho realizado pelo vapor (em kJ) no processo 2-3.

7–61E Uma lata rígida de 0,8 $pé^3$, bem isolada, inicialmente contém refrigerante-134a a 140 psia e 50 °F. Uma fenda desenvolve-se dentro da lata, e o refrigerante começa a vazar para fora lentamente. Considerando que o refrigerante restante na lata foi submetido a um processo adiabático reversível, determine a massa final na lata quando a pressão cair para 30 psia.

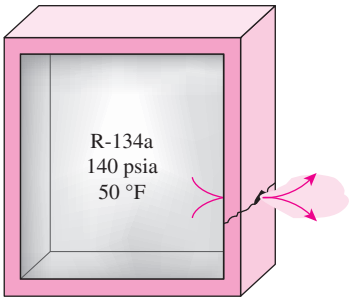


FIGURA P7–61E

7–62E Um desembaçador elétrico é usado para remover 0,25 polegadas de gelo de um para-brisa. As propriedades do gelo são $T_{sat} = 32$ °F, $u_{gl} = h_{gl} = 144$ Btu/lbm e $v = 0{,}01602$ $pé^3$/lbm. Determine a energia elétrica necessária por pé quadrado de área de superfície do para-brisa para derreter esse gelo e removê-lo como água líquida a 32 °F. Qual é a temperatura mínima à qual o desembaçador pode ser operado? Considere que nenhum calor é transferido do desembaçador ou gelo para as vizinhanças.

Variação de entropia das substâncias incompressíveis

7–63C Considere dois blocos sólidos, um quente e outro frio, colocados em contato dentro de um recipiente adiabático. Após algum tempo, o equilíbrio térmico é estabelecido no recipiente devido à transferência de calor. A primeira lei da termodinâmica exige que a quantidade de energia perdida pelo sólido quente seja igual à quantidade de energia adquirida pelo sólido frio. Seria correto afirmar que pela segunda lei da termodinâmica a diminuição da entropia do sólido quente é igual ao aumento da entropia do sólido frio?

7–64 Um bloco de cobre de 75 kg inicialmente a 110 °C é jogado em um tanque isolado que contém 160 L de água a 15 °C. Determine a temperatura de equilíbrio final e a variação total de entropia desse processo.

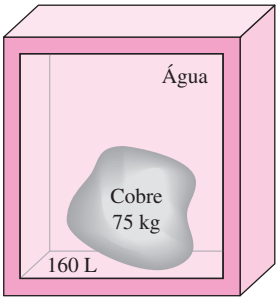


FIGURA P7–64

7–65 Dez gramas de chips de computador com um calor específico de 0,3 kJ/kg·K estão inicialmente a 20 °C. Esses chips são então resfriados com 5 g de líquido saturado R-134a a −40 °C. Considerando que a pressão mantém-se constante enquanto os chips estão sendo resfriados, determine a variação da entropia (*a*) dos chips, (*b*) do R-134a e (*c*) do sistema inteiro. Esse processo é possível? Por quê?

7–66 Um bloco de ferro de 25 kg inicialmente a 350 °C é jogado em um tanque isolado que contém 100 kg de água a 18 °C. Considerando que a água que vaporiza durante o processo se condensa e permanece no tanque, determine a variação total de entropia desse processo.

7–67 Um bloco de alumínio de 30 kg inicialmente a 140 °C é colocado em contato com um bloco de ferro de 40 kg a 60 °C em um invólucro isolado. Determine a temperatura.

Respostas: 109 °C; 0,251 kJ/K

7–68 Reconsidere o Prob. 7–67. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da massa do bloco de ferro sobre a temperatura final de equilíbrio e a variação total de entropia do processo. Considere uma variação de 10 kg a 100 kg para a massa do bloco de ferro. Trace em um gráfico a temperatura de equilíbrio e a variação total da entropia em função da massa de ferro, e em seguida discuta os resultados.

7–69 Um bloco de ferro de 50 kg e um bloco de cobre de 20 kg, ambos inicialmente a 80 °C, são jogados em um lago grande que está a 15 °C. O equilíbrio térmico é estabelecido após algum tempo devido à transferência de calor entre os blocos e a água do lago. Determine a variação total de entropia desse processo.

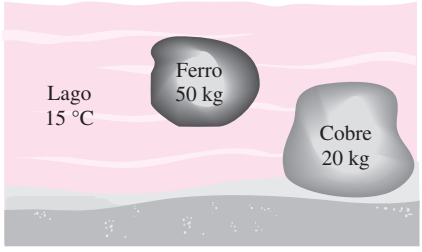


FIGURA P7–69

7–70 Uma bomba adiabática deve ser usada para comprimir água líquida saturada a 10 kPa até uma pressão de 15 MPa de forma reversível. Determine o trabalho realizado usando (*a*) dados de entropia da tabela de líquido comprimido, (*b*) o valor do volume específico na entrada, (*c*) o valor médio do volume específico. Determine também os erros envolvidos nas partes (*b*) e (*c*).

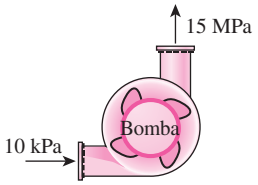


FIGURA P7–70

Variação da entropia dos gases ideais

7–71C Algumas propriedades dos gases ideais, como a energia interna e a entalpia, variam apenas com a temperatura – ou seja, $u = u(T)$ e $h = h(T)$. Isso também vale para a entropia?

7–72C A entropia de um gás ideal pode variar durante um processo isotérmico?

7–73C Um gás ideal passa por um processo entre duas temperaturas especificadas, primeiramente a uma pressão constante e, depois, a um volume constante. Para qual caso o gás ideal experimenta a maior variação de entropia? Explique.

7–74 Prove que as duas expressões para a variação da entropia dos gases ideais sob a hipótese de calor específico constante (Eqs. 7–33 e 7–34) são equivalentes.

7–75 Partindo da segunda relação $T\,ds$ (Eq. 7–26), obtenha a Eq. 7–34 para a variação da entropia dos gases ideais sob a hipótese de calor específico constante.

7–76 Partindo da Eq. 7–34, obtenha a Eq. 7–43.

7–77 Considere o hélio e o nitrogênio. Qual dos dois gases sofre uma maior variação da entropia quando seu estado é alterado de 2.000 kPa e 427 °C para 200 kPa e 27 °C?

7–78 Ar é expandido de 2.000 kPa e 500 °C para 100 kPa e 50 °C. Considerando calores específicos constantes, determine a variação da entropia específica do ar.

7–79E Qual é a diferença entre as entropias do ar a 15 psia e 70 °F e o ar a 40 psia e 250 °F por unidade de massa?

7–80 Nitrogênio a 900 kPa e 300 °C é expandido adiabaticamente em um sistema fechado até 100 kPa. Determine a temperatura mínima do nitrogênio, após a expansão.

7–81E Ar a 15 psia e 70 °F é comprimido adiabaticamente em um sistema fechado até 200 psia. Qual é a temperatura mínima do ar após essa compressão?

7–82 Um arranjo pistão-cilindro isolado contém inicialmente 300 L de ar a 120 kPa e 17 °C. O ar é aquecido por 15 min por um aquecedor a resistência de 200 W dentro do cilindro. A pressão do ar permanece constante durante o processo. Determine a variação da entropia do ar, considerando (*a*) calores específicos constantes e (*b*) calores específicos variáveis.

7–83 Um arranjo pistão-cilindro contém 0,75 kg de gás nitrogênio a 140 kPa e 37 °C. O gás é então comprimido lentamente em um processo politrópico para o qual $PV^{1,3}$ = constante. O processo termina quando o volume é reduzido à metade. Determine a variação da entropia do nitrogênio durante esse processo.

Resposta: −0,0385 kJ/K

7–84 Reconsidere o Prob. 7–83. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da variação do expoente politrópico de 1 até 1,4 sobre a variação da entropia do nitrogênio. Mostre também o processo em um diagrama *P-v*.

7–85E Uma massa de 15 lbm de hélio inicialmente a 50 pés^3/lbm e 80 °F passa por um processo até atingir o estado final de 10 pés^3/lbm e 200 °F. Determine a variação da entropia do hélio durante esse processo, considerando (*a*) um processo reversível e (*b*) um processo irreversível.

7–86 Um quilo de ar a 200 kPa e 127 °C está contido em um arranjo pistão-cilindro. O ar então se expande em um processo reversível e isotérmico até que sua pressão seja de 100 kPa. Determine a quantidade de calor transferido para o ar durante essa expansão.

7–87 Argônio é expandido em uma turbina isentrópica de 2 MPa e 500 °C até 200 kPa. Determine a temperatura de saída e o trabalho que essa turbina produziu por unidade de massa de argônio.

7–88E Ar é comprimido em um compressor isentrópico de 15 psia e 70 °F até 200 psia. Determine a temperatura de saída e o trabalho consumido por esse compressor, por unidade de massa de ar.

Respostas: 1.095 R; 138 Btu/lbm

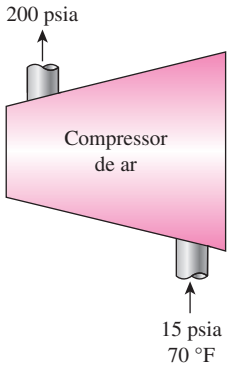


FIGURA P7–88E

7–89 Uma partição divide um tanque rígido isolado em duas partes iguais. Inicialmente, uma parte contém 5 kmol de um gás ideal a 250 kPa e 40 °C, e o outro lado é evacuado. A partição é removida, e o gás preenche todo o tanque. Determine a variação total da entropia durante esse processo.

Resposta: 28,81 kJ/K

7–90 Ar inicialmente a 90 kPa e 22 °C é comprimido em um arranjo pistão-cilindro até 900 kPa em um processo adiabático reversível. Determine a temperatura final e o trabalho realizado durante o processo, considerando (*a*) calores específicos constantes e (*b*) calores específicos variáveis para o ar.

Respostas: (*a*) 565 K; 197 kJ/kg

7–91 Reconsidere o Prob. 7–90. Usando o EES (ou outro programa), avalie e trace um gráfico do trabalho realizado e da temperatura ao final do processo de compressão em função da pressão final para os dois casos, considerando pressões entre 100 kPa e 1.200 kPa.

7–92 Um tanque rígido isolado contém 4 kg de gás argônio a 450 kPa e 30 °C. Uma válvula é então aberta, e o argônio escapa até que a pressão interna caia para 200 kPa. Considerando que o argônio remanescente no tanque tenha passado por um processo reversível e adiabático, determine a massa final no tanque.

Resposta: 2,46 kg

FIGURA P7–92

7–93 Reconsidere o Prob. 7–92. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão final sobre a massa final no tanque, para pressões entre 450 kPa e 150 kPa, e apresente graficamente os resultados.

7–94E Ar entra um bocal adiabático a 60 psia, 540 °F e 200 pés/s, saindo a 12 psia. Considerando o ar como um gás ideal com calores específicos variáveis e desprezando quaisquer irreversibilidades, determine sua velocidade de saída.

7–95 Ar é expandido em um bocal adiabático durante um processo politrópico com n = 1,3. O ar entra no bocal a 700 kPa e 100 °C com uma velocidade de 30 m/s, saindo a uma pressão de 200 kPa. Calcule a temperatura e a velocidade do ar na saída do bocal.

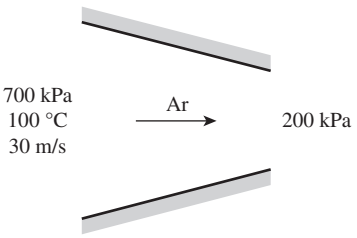


FIGURA P7–95

7–96 Repita o Prob. 7–95 para o expoente politrópico $n = 1{,}1$.

7–97 Ar a 427 °C e 600 kPa está contido em um arranjo pistão-cilindro. O ar expande-se adiabaticamente até que a pressão atinge 100 kPa. Determine a massa de ar necessária para produzir um trabalho máximo de 1.000 kJ. Considere que o ar tenha calores específicos constantes de 300 K. *Resposta:* 4,97 kg

7–98 Hélio entra em um compressor adiabático com escoamento em regime permanente a 0,6 kg/s, 100 kPa e 27 °C, com uma baixa velocidade de entrada, e é comprimido para 600 kPa.

(*a*) Determine a temperatura de saída ideal para que o trabalho e a energia cinética na saída do compressor tenham os valores mínimos.

(*b*) Considerando que a taxa de trabalho fornecida ao compressor é medida para obter-se o valor mínimo de 1.000 kW, determine a velocidade de saída do compressor, em m/s.

7–99 Um arranjo pistão-cilindro contém 5 kg de ar a 427 °C e 600 kPa. O ar expande-se adiabaticamente até que a pressão seja de 100 kPa, produzindo 600 kJ de trabalho. Considere calores específicos constantes para o ar, avaliados a 300 K.

(*a*) Determine a variação da entropia do ar, em kJ/kg·K

(*b*) Uma vez que o processo é adiabático, o processo é realista? Usando os conceitos da segunda lei, justifique sua resposta.

7–100 Um tanque com volume constante contém 5 kg de ar a 100 kPa e 327 °C. O ar é resfriado até a temperatura da vizinhança, equivalente a 27 °C. Considere calores específicos constantes de 300 K. (*a*) Determine a variação da entropia do ar no tanque durante o processo, em kJ/K, (*b*) determine a variação líquida da entropia do universo decorrente desse processo, também em kJ/K, e (*c*) represente graficamente os processos para o ar do tanque e para a vizinhança em um diagrama *T-s*. Não se esqueça de rotular os estados inicial e final para ambos os processos.

7–101 Um recipiente ocupado por 45 kg de água líquida a 95 °C é colocado em uma sala de 90 m^3 que inicialmente está a 12 °C. O equilíbrio térmico é estabelecido após algum tempo depois da transferência de calor entre a água e o ar da sala. Considerando calores específicos constantes, determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio, (*b*) a quantidade de calor transferido entre a água e o ar da sala e (*c*) a geração de entropia. Considere também que a sala esteja bem vedada e bem isolada.

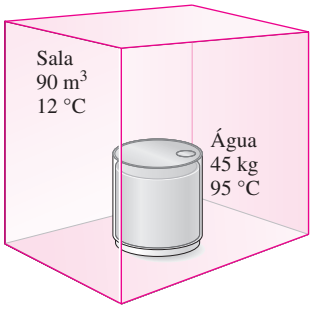


FIGURA P7–101

7–102 Um gás ideal a 100 kPa e 15 °C entra em um compressor em regime permanente. O gás é comprimido até 600 kPa, e 10% da massa que entrou no compressor são removidos para alguma outra finalidade. Os 90% restantes do gás de entrada são comprimidos a 800 kPa antes de sair do compressor. Todo o processo de compressão é considerado reversível e adiabático. A potência fornecida ao compressor é medida em 32 kW. Considerando que o gás ideal possui calores específicos constantes, de modo que $c_v = 0{,}8$ kJ/kg·K e $c_p = 1{,}1$ kJ/kg·K, (*a*) represente graficamente o processo de compressão em um diagrama *T-s*, (*b*) determine a temperatura do gás nas duas saídas do compressor em K e (*c*) determine o fluxo de massa na entrada do compressor em kg/s.

7–103E Um recipiente bem isolado (mostrado na Fig. P7–103E) está inicialmente evacuado. A linha de fornecimento contém ar a 200 psia e 100 °F. A válvula é então aberta até que a pressão no recipiente seja a mesma que a pressão na linha de fornecimento. Determine a temperatura mínima no recipiente quando a válvula é fechada.

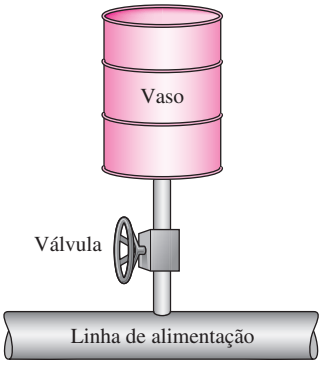


FIGURA P7–103E

Trabalho reversível no escoamento em regime permanente

7–104C Em compressores de grande porte, o gás é frequentemente resfriado ao mesmo tempo em que é comprimido, para que assim se reduza a potência consumida pelo compressor. Explique como o resfriamento do gás durante um processo de compressão reduz o consumo de potência.

7–105C As turbinas das usinas de potência a vapor operam essencialmente sob condições adiabáticas. Uma engenheira da fábrica sugere que essa prática seja abolida. Ela propõe que seja derramada água de resfriamento pela superfície externa da carcaça para resfriar o vapor à medida que ele escoa pela turbina. Dessa forma – ela argumenta –, a entropia do vapor diminuirá, o desempenho da turbina melhorará e o trabalho produzido pela turbina aumentará. Como você avaliaria essa proposta?

7–106C É fato conhecido que a potência consumida por um compressor pode ser reduzida pelo resfriamento do gás durante a compressão. Inspirando-se nisso, alguém propõe que o líquido seja resfriado à

medida que escoa por uma bomba, para reduzir o consumo de potência. Você apoiaria essa proposta? Explique.

7–107E Ar é comprimido isotermicamente de 13 psia e 90 °F para 80 psia em um dispositivo reversível em regime permanente. Calcule o trabalho necessário (em Btu/lbm) para essa compressão.

Resposta: 68,5 Btu/lbm

7–108 Vapor de água saturado a 150 °C é comprimido em um dispositivo reversível em regime permanente para 1.000 kPa, enquanto seu volume específico permanece constante. Determine o trabalho que foi necessário (em kJ/kg) para a compressão.

7–109E Calcule o trabalho produzido, em Btu/lbm, considerando o processo reversível em regime permanente 1-3 mostrado na Fig. P7–109E.

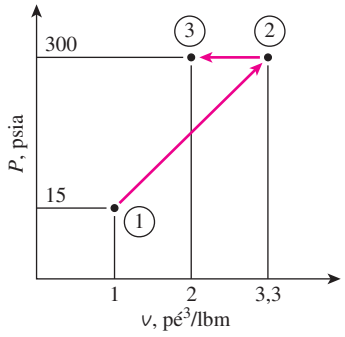


FIGURA P7–109E

7–110 Calcule o trabalho produzido, em kJ/kg, no processo isotérmico reversível em regime permanente 1–3 mostrado na Fig. P7–110, considerando o fluido de trabalho um gás ideal.

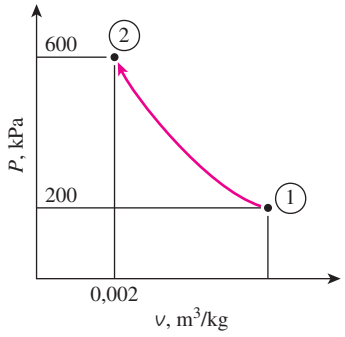


FIGURA P7–110

7–111 Água líquida entra em uma bomba de 25 kW a 100 kPa e uma vazão de 5 kg/s. Determine a maior pressão que a água líquida pode atingir na saída da bomba. Despreze as variações das energias cinética e potencial da água, e considere que o volume específico da água é de 0,001 m³/kg.

Resposta: 5.100 kPa

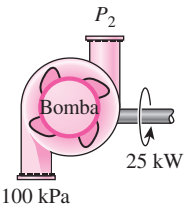


FIGURA P7–111

7–112 Considere uma usina de potência a vapor operando entre os limites de pressão de 5 MPa e 10 kPa. Vapor de água entra na bomba como líquido saturado e sai da turbina como vapor saturado. Determine a razão entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido pela bomba. Considere todo o ciclo como reversível, e como desprezíveis as perdas de calor da bomba e da turbina.

7–113 Reconsidere o Prob. 7–112. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do título do vapor de água na saída da turbina sobre o trabalho líquido produzido. Considere uma variação de 0,5 até 1,0 para o título e trace um gráfico do trabalho líquido em função desse título.

7–114 Água líquida a 120 kPa entra em uma bomba de 7 kW, e a sua pressão se eleva para 5 MPa. Considerando que a diferença de altura entre os níveis de saída e entrada é de 10 m, determine a maior vazão mássica de água líquida que essa bomba pode processar. Despreze a variação da energia cinética da água e considere que o volume específico é igual a 0,001 m³/kg.

7–115E Gás hélio é comprimido de 16 psia e 85 °F até 120 psia, a uma taxa de 10 pés³/s. Determine a potência de compressão, considerando que o processo de compressão deve ser (*a*) isentrópico, (*b*) politrópico com $n = 1{,}2$, (*c*) isotérmico, e (*d*) politrópico ideal de dois estágios com $n = 1{,}2$.

7–116E Reconsidere o Prob. 7–115E. Usando o EES (ou outro programa), avalie e trace o trabalho de compressão e a variação da entropia do hélio como funções do expoente politrópico, à medida que ele varia de 1 a 1,667. Discuta seus resultados.

7–117 Os estágios de compressão de compressores axiais de turbinas a gás industriais são compactamente acoplados, o que impossibilita o resfriamento intermediário. Para resfriar o ar nesses compressores e reduzir a potência de compressão, é proposta a aspersão de uma névoa de água (cujo tamanho de gota é aproximadamente igual a 5 mícrons) na corrente de ar enquanto ele é comprimido, para que assim o ar seja continuamente resfriado à medida que a

água evapora. Embora a colisão entre as gotículas de água e as pás da turbina seja um problema, a experiência com turbinas a vapor indica que elas podem suportar concentrações de gotículas de água de até 14%. Considerando que o ar, inicialmente a 300 K e 100 kPa, é comprimido isentropicamente a uma vazão de 2 kg/s até 1.200 kPa, e que a água é injetada a 20 °C a uma vazão de 0,2 kg/s, determine a redução da temperatura de saída do ar comprimido e a potência de compressão economizada. Considere também que a água vaporiza completamente antes de sair do compressor e que há uma vazão mássica média de 2,1 kg/s.

7–118 Reconsidere o Prob. 7–117. O compressor com injeção de água é usado em uma usina de potência acionada por uma turbina a gás. Alguém afirma que a potência resultante de uma turbina a gás aumentará em decorrência do aumento da vazão mássica de gás (ar + vapor de água) pela turbina. Você concorda?

Eficiências isentrópicas de dispositivos com escoamento em regime permanente

7–119C Descreva o processo ideal de: (*a*) uma turbina adiabática, (*b*) um compressor adiabático e (*c*) um bocal adiabático, e defina a eficiência isentrópica de cada dispositivo.

7–120C O processo isentrópico é um modelo adequado para os compressores resfriados intencionalmente? Explique.

7–121C Em um diagrama *T-s*, o estado de saída real (estado 2) de uma turbina adiabática precisa estar ao lado direito do estado de saída isentrópico (estado 2*s*)? Por quê?

7–122E Vapor a 100 psia e 650 °F é expandido adiabaticamente em um sistema fechado para 10 psia. Determine o trabalho produzido, em Btu/lbm, e a temperatura final do vapor, considerando uma eficiência de expansão isentrópica de 80%.

Respostas: 132 Btu/lbm; 275 °F

7–123 Vapor a 3 MPa e 400 °C é expandido até 30 kPa em uma turbina adiabática com uma eficiência isentrópica de 92%. Determine a potência produzida pela turbina, em kW, considerando um fluxo de massa de 2 kg/s.

7–124 Repita o Prob. 7–123, considerando uma eficiência da turbina de 85%.

7–125 Vapor de água entra em uma turbina adiabática a 7 MPa, 600 °C e 80 m/s, saindo a 50 kPa, 150 °C e 140 m/s. Considerando que a produção de potência pela turbina é de 6 MW, determine (*a*) a vazão mássica de vapor de água que escoa pela turbina e (*b*) a eficiência isentrópica da turbina.

Respostas: (*a*) 6,95 kg/s; (*b*) 73,4%

7–126E Gases de combustão entram em uma turbina a gás adiabática a 1.540 °F e 120 psia, saindo a 60 psia com uma velocidade baixa. Tratando os gases de combustão como ar e considerando uma eficiência isentrópica de 82%, determine o trabalho produzido pela turbina.

Resposta: 71,7 Btu/lbm

7–127 Ar a 100 kPa e 20 °C é comprimido para 700 kPa em regime permanente e adiabático a uma taxa de 2 kg/s. Determine a potência necessária para comprimir o ar, considerando uma eficiência de compressão isentrópica de 95%.

7–128 Vapor a 4 MPa e 350 °C é expandido em uma turbina adiabática até 120 kPa. Qual é a eficiência isentrópica da turbina, considerando que o vapor é expelido como vapor saturado?

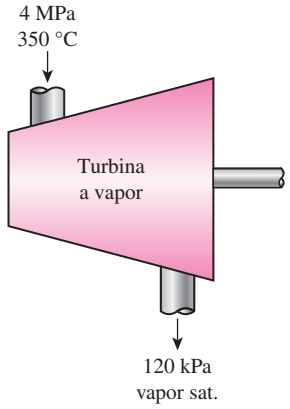


FIGURA P7–128

7–129 Ar é expandido de 2 MPa e 327 °C até 100 kPa em uma turbina adiabática. Determine a eficiência isentrópica da turbina, considerando que o ar é liberado a 0 °C.

7–130 Uma unidade de refrigeração comprime vapor saturado R-134a a 20 °C para 1.000 kPa. Qual a potência necessária para comprimir 0,5 kg/s de R-134a em um compressor cuja eficiência é de 85%? *Resposta:* 6,78 kW

7–131 Refrigerante-134a entra em um compressor adiabático como vapor saturado a 100 kPa com uma vazão de 0,7 m^3/min, saindo a uma pressão de 1 MPa. Considerando que a eficiência isentrópica do compressor é de 87%, determine (*a*) a temperatura do refrigerante na saída do compressor e (*b*) a potência consumida em kW. Mostre também o processo em um diagrama *T-s* contendo as linhas de saturação.

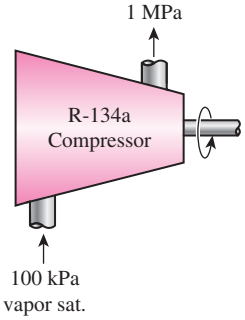


FIGURA P7–131

7–132 Reconsidere o Prob. 7–131. Usando o EES (ou outro programa), refaça o problema incluindo os efeitos da energia cinética do escoamento, considerando que há uma razão de 1,5 entre as áreas de entrada e saída do compressor e que o diâmetro interno do tubo de saída é igual a 2 cm.

7–133 Ar entra em um compressor adiabático a 100 kPa e 17 °C a uma vazão de 2,4 m^3/s, saindo a 257 °C. O compressor tem uma eficiência isentrópica de 84%. Desprezando as variações das energias cinética e potencial, determine (*a*) a pressão de saída do ar e (*b*) a potência necessária para fazer o compressor funcionar.

7–134 Ar a 95 kPa e 27 °C é comprimido por um compressor adiabático até 600 kPa e 277 °C. Considerando calores específicos variáveis e desprezando as energias cinética e potencial, determine (*a*) a eficiência isentrópica do compressor e (*b*) a temperatura de saída do ar, caso o processo fosse reversível.

Respostas: (*a*) 81,9%; (*b*) 505,5 K

7–135E Gás argônio a 20 psia e 90 °F entra em um compressor adiabático a uma velocidade de 60 pés/s, saindo a 200 psia e 240 pés/s. Considerando que a eficiência isentrópica do compressor é de 80%, determine (*a*) a temperatura de saída do argônio e (*b*) o trabalho fornecido ao compressor.

7–136E Ar a 45 psia e 940 °F entra com baixa velocidade em um bocal adiabático, saindo a 650 pés/s. Considerando que a eficiência isentrópica do bocal é de 85%, determine a temperatura de saída e a pressão do ar.

7–137E Reconsidere o Prob. 7–136E. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito de uma variação de 0,8 até 1,0 na eficiência isentrópica do bocal sobre a temperatura de saída e sobre a pressão do ar, apresentando graficamente os resultados.

7–138 O bocal de exaustão de um motor a jato expande ar a 300 kPa e 180 °C adiabaticamente até 100 kPa. Determine a velocidade do ar na saída, quando a velocidade de entrada é baixa e a eficiência isentrópica do bocal é de 96%.

7– 139E Um difusor adiabático na entrada de um motor a jato aumenta a pressão do ar que entra no difusor a 13 psia e 30 °F para 20 psia. Qual será a velocidade do ar na saída do difusor, considerando que este tem uma eficiência isentrópica igual a 82% (definida como a razão da variação da energia real cinética para a variação de energia isentrópica cinética) e que a velocidade de entrada no difusor é de 1.000 pés/s? *Resposta:* 606 pés/s

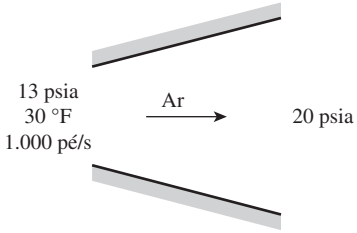


FIGURA P7–139E

Balanço de entropia

7–140E Refrigerante-134a é expandido adiabaticamente de 100 psia e 100 °F para vapor saturado a 10 psia. Determine a geração de entropia para esse processo, em Btu/lbm·R.

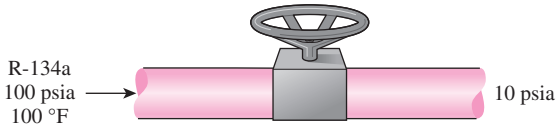


FIGURA P7–140E

7–141 A uma velocidade de 70 m/s, gás oxigênio entra em um tubo isolado de 12 cm de diâmetro. Na entrada do tubo, o oxigênio está a 240 kPa e 20 °C, saindo a 200 kPa e 18 °C. Calcule a taxa em que é gerada a entropia no tubo.

7–142 Nitrogênio a 100 kPa e 25 °C é comprimido por um compressor adiabático para 800 kPa e 307 °C. Calcule a geração de entropia para esse processo, em kJ/kg·K

7–143 Considere uma família com quatro pessoas. Cada integrante da família toma um banho de 5 min todas as manhãs. A vazão média do chuveiro é de 12 L/min. A água da rede a 15 °C é aquecida até 55 °C em um aquecedor de água elétrico e temperada a 42 °C com água fria por meio de uma conexão em T antes de ser direcionada para o chuveiro. Determine a quantidade anual de entropia, resultante dos banhos diários, gerada por essa família.

7–144 Água fria (c_p = 4,18 kJ/kg·°C) destinada a um chuveiro entra em um bem isolado trocador de calor de duplo-tubo e parede fina, com escoamento em correntes opostas a 10 °C e a uma vazão de 0,95 kg/s. A água fria é aquecida até 70 °C por água quente (c_p = 4,19 kJ/kg·°C), que entra no trocador a 85 °C a uma vazão de 1,6 kg/s. Determine (*a*) a taxa de transferência de calor e (*b*) a taxa de geração de entropia no trocador de calor.

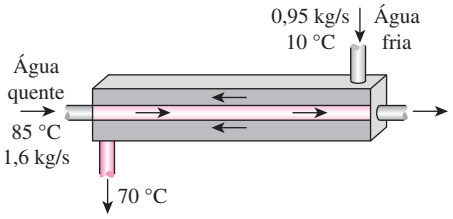


FIGURA P7–144

7–145 Ar (c_p = 1,005 kJ/kg·°C) deve ser preaquecido por gases de exaustão quentes em um trocador de calor de escoamento cruzado antes de entrar em um forno. O ar entra no trocador de calor a 95 kPa e 20 °C a uma vazão de 1,6 m^3/s. Os gases de combustão (c_p = 1,10 kJ/kg·°C) entram a 180 °C a uma vazão de 2,2 kg/s,

saindo a 95 °C. Determine (*a*) a taxa de transferência de calor para o ar, (*b*) a temperatura de saída do ar e (*c*) a taxa de geração de entropia.

7–146 Nos tubos de um bem isolado trocador de calor (do tipo casco e tubos), água (c_p = 4,18 kJ/kg·°C) deve ser aquecida de 20 °C a 70 °C a uma vazão de 4,5 kg/s. O calor é fornecido por óleo quente (c_p = 2,30 kJ/kg·°C), que entra no lado do casco a 170 °C e a uma vazão de 10 kg/s. Desprezando as perdas de calor do trocador de calor, determine (*a*) a temperatura de saída do óleo e (*b*) a taxa de geração de entropia no trocador de calor.

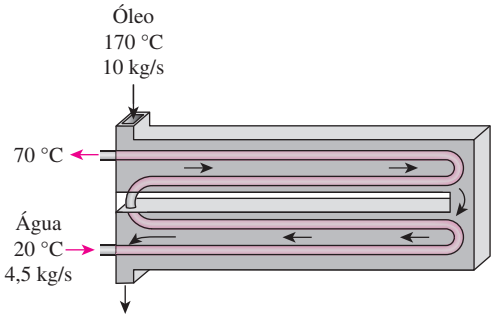


FIGURA P7–146

7–147 Refrigerante-134a inicialmente a 1.200 kPa e 40 °C é estrangulado até 200 kPa. O refrigerante perde calor a uma taxa de 0,5 kJ/kg para a vizinhança, que está a 25 °C. Determine (*a*) a temperatura de saída do refrigerante e (*b*) a geração de entropia durante esse processo.

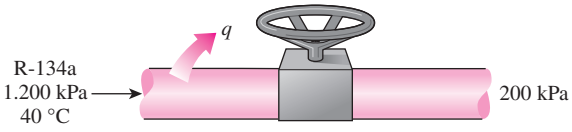


FIGURA P7–147

7–148 Em uma instalação para produção de gelo, água a 0 °C é congelada a pressão atmosférica pela evaporação de líquido saturado R-134a a –16 °C. O refrigerante deixa o evaporador como vapor saturado, e a instalação está dimensionada para produzir gelo a 0 °C a uma taxa de 2.500 kg/h. Determine a taxa de geração de entropia nessa instalação.

Resposta: 0,0528 kW/K

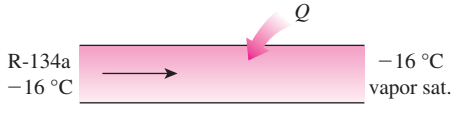


FIGURA P7–148

7–149E Água a 20 psia e 50 °F entra em uma câmara de mistura a uma taxa de 300 lbm/min, onde é misturada em regime permanente com vapor, que entra na câmara a 20 psia e 240 °F. A mistura deixa a câmara a 20 psia e 130 °F, e calor é perdido a uma taxa de 180 Btu/min para o ar da vizinhança, cuja temperatura é de 70 °F. Desprezando as mudanças nas energias cinética e potencial, determine a taxa de geração de entropia durante esse processo.

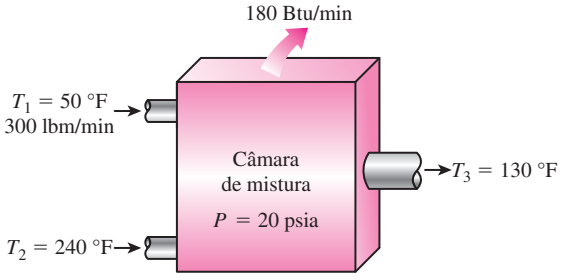


FIGURA P7–149E

7–150E Vapor deve ser condensado no lado do casco de um trocador de calor a 120 °F. Água de resfriamento entra nos tubos a 60 °F a uma taxa de 92 lbm/s, saindo a 73 °F. Considerando que o trocador de calor está bem isolado, determine (*a*) a taxa de transferência de calor no trocador de calor e (*b*) a taxa de geração de entropia no trocador de calor.

7–151 Em uma usina de processamento, leite a 4 °C é pasteurizado continuamente a 72 °C a uma vazão de 12 L/s durante 24h por dia e 365 dias por ano. O leite é aquecido até a temperatura de pasteurização por água quente aquecida em uma caldeira a gás natural cuja eficiência é de 82%. Em seguida, o leite pasteurizado é resfriado por água fria a 18 °C antes de ser finalmente refrigerado novamente a 4 °C. Para economizar energia e dinheiro, a usina instala um regenerador com efetividade de 82%. Considerando que o custo do gás natural é de US$ 1,04/therm (1 therm = 105.500 kJ), determine as quantidades de energia e de dinheiro que serão economizadas pela empresa com a instalação do regenerador e a redução anual de geração de entropia.

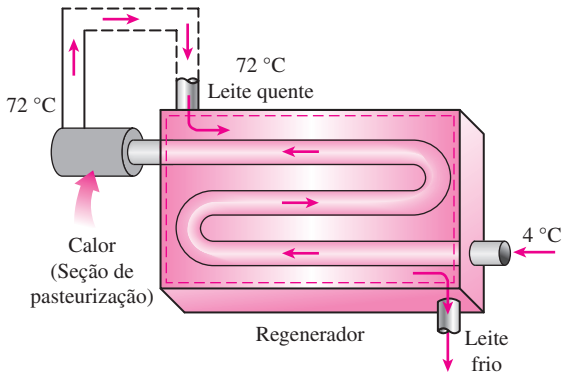


FIGURA P7–151

7–152 Esferas de rolamentos de aço inoxidável (ρ = 8.085 kg/m^3 e c_p = 0,480 kJ/kg·°C) com diâmetro de 1,8 cm devem ser mergulhadas em água a uma taxa de 1.100 unidades por minuto. As esferas deixam o forno a uma temperatura uniforme de 900 °C e são expostas ao ar a 20 °C por algum tempo antes de serem jogadas na água. Considerando que a temperatura das esferas cai para 850 °C antes do resfriamento, determine (*a*) a taxa de transferência de calor dos rolamentos para o ar e (*b*) a taxa de geração de entropia decorrente da perda de calor dos rolamentos para o ar.

7–153 Um ovo comum pode ser modelado como uma esfera de 5,5 cm de diâmetro. Um ovo inicialmente a uma temperatura uniforme de 8 °C é colocado em água fervente a 97 °C. Considerando que ρ = 1.020 kg/m^3 e c_p = 3,32 kJ/kg·°C são as propriedades do ovo, determine (*a*) a quantidade de calor transferido ao ovo até o momento em que sua temperatura média atinge 70 °C e (*b*) a quantidade de geração de entropia associada a esse processo de transferência de calor.

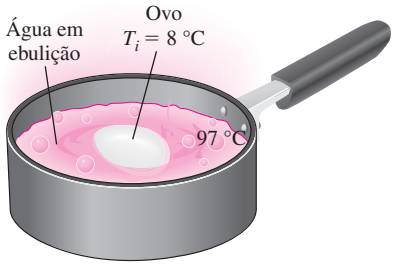


FIGURA P7–153

7–154 Barras de aço cilíndricas e longas (ρ = 7.833 kg/m^3 e c_p = 0,465 kJ/kg·°C) de 10 cm de diâmetro sofrem um tratamento térmico ao passarem a uma velocidade de 3 m/min em um forno de 7 m de comprimento mantido a 900 °C. Considerando que as barras entram no forno a 30 °C e saem a 700 °C, determine (*a*) a taxa de transferência de calor para as barras no forno e (*b*) a taxa de geração de entropia associada a esse processo de transferência de calor.

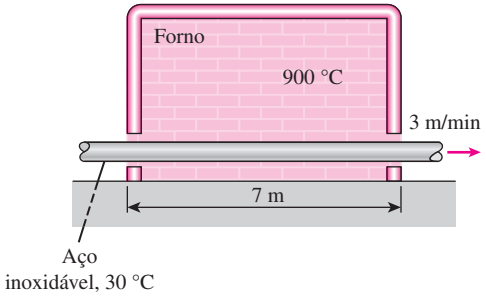


FIGURA P7–154

7–155 As superfícies interna e externa de uma parede de tijolo de 3 m × 8 m e espessura de 20 cm são mantidas a temperaturas de 20 °C e 2 °C, respectivamente. Considerando que a taxa de transferência de calor pela parede é de 1.550 W, determine a taxa de geração de entropia dentro da parede.

7–156 Do ponto de vista da transferência de calor, um homem em pé pode ser modelado como um cilindro vertical de 30 cm de diâmetro e 170 cm de altura, com as superfícies superior e inferior isoladas e a superfície lateral a uma temperatura média de 34 °C. Considerando que a taxa de perda de calor desse homem para o ambiente a 20 °C corresponde a 336 W, determine a taxa de transferência de entropia do corpo dessa pessoa (em W/K) associada à transferência de calor.

7–157 Um ferro de 1.000 W é deixado sobre a tábua de passar com a base exposta ao ar a 20 °C. Considerando que a temperatura da superfície do ferro é de 400 °C, determine a taxa de geração de entropia durante esse processo em regime permanente. Quanto dessa geração de entropia ocorre no interior do ferro?

7–158E Um arranjo pistão-cilindro sem atrito inicialmente contém água líquida saturada a uma pressão de 40 psia quando transfere-se 600 Btu de calor para a água a partir de uma fonte a 1.000 °F; em seguida, uma parte do líquido se vaporiza a uma pressão constante. Determine a entropia total gerada durante esse processo, em Btu/R.

7–159E Vapor entra um difusor a 20 psia e 240 °F com uma velocidade de 900 pés/s, saindo como vapor saturado a 240 °F e 100 pés/s. A área de saída do difusor é de 1 pé^2. Determine (*a*) o fluxo de massa de vapor e (*b*) a taxa de geração de entropia durante esse processo. Considere uma temperatura ambiente de 77 °F.

7–160 Vapor de água entra em um bocal adiabático a 2,5 MPa e 450 °C com uma velocidade de 55 m/s, saindo a 1 MPa e 390 m/s. Considerando que o bocal tem uma área de entrada de 6 cm^2, determine (*a*) a temperatura de saída e (*b*) a taxa de geração de entropia desse processo. *Respostas:* (*a*) 406 °C; (*b*) 0,0783 kW/K

7–161 Vapor de água se expande em uma turbina em um processo em regime permanente a uma vazão de 40.000 kg/h, entrando a 8 MPa e 500 °C e saindo a 40 kPa como vapor saturado. Considerando que a potência gerada pela turbina é de 8,2 MW, determine a taxa de geração de entropia desse processo. Considere que a vizinhança está a 25 °C. *Resposta:* 11,4 kW/K

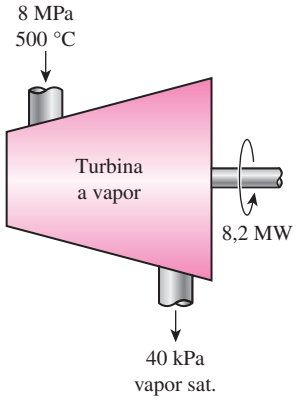


FIGURA P7–161

7–162E Ar nas condições ambientes de 15 psia e 60 °F entra em um compressor a velocidade baixa, saindo a 150 psia, 620 °F e 350 pés/s. O compressor é resfriado pelo ar ambiente a 60 °F a uma taxa de 1.500 Btu/min. A potência fornecida ao compressor é de 400 hp. Determine (*a*) o fluxo de massa de ar e (*b*) a taxa de geração de entropia.

7–163 Uma corrente de água quente a 70 °C entra em uma câmara de mistura adiabática com uma vazão mássica de 3,6 kg/s, onde é misturada com uma corrente de água fria a 20 °C. Considerando que a mistura sai da câmara a 42 °C, determine (*a*) a vazão mássica da água fria e (*b*) a taxa de geração de entropia durante esse processo de mistura adiabático. Considere que todas as correntes estão a uma pressão de 200 kPa.

7–164 Água líquida a 200 kPa e 20 °C é aquecida em uma câmara pela mistura com uma corrente de vapor de água superaquecido a 200 kPa e 150 °C. A água líquida entra na câmara de mistura com uma vazão de 2,5 kg/s, e estima-se que a câmara perca calor para o ambiente a 25 °C a uma taxa de 1.200 kJ/min. Considerando que a mistura sai da câmara de mistura a 200 kPa e 60 °C, determine (*a*) a vazão mássica de vapor superaquecido e (*b*) a taxa de geração de entropia durante o processo de mistura.

Respostas: (*a*) 0,166 kg/s; (*b*) 0,333 kW/K

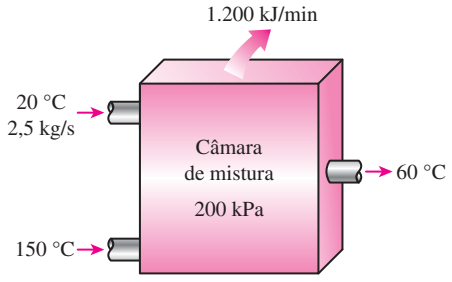


FIGURA P7–164

7–165 Um tanque rígido de 0,18 m^3 é preenchido com água líquida saturada a 120 °C. Uma válvula na parte inferior do tanque é aberta e metade da massa total é retirada do tanque na forma líquida. Calor é transferido para a água por uma fonte a 230 °C, e assim a temperatura do tanque permanece constante. Determine (*a*) a quantidade de calor transferido e (*b*) a geração total de entropia desse processo.

7–166E Um bloco de ferro a 185 °F (cuja massa é desconhecida) é jogado em um tanque isolado que contém 0,8 $pé^3$ de água a 70 °F. Ao mesmo tempo, uma roda de pás acionada por um motor de 200 W é ativada para agitar a água. O equilíbrio térmico é estabelecido após 10 min com uma temperatura final de 75 °F. Determine (*a*) a massa do bloco de ferro e (*b*) a entropia gerada durante esse processo.

7–167 Um tanque rígido contém 7,5 kg de uma mistura de água saturada a 400 kPa. Uma válvula na parte inferior do tanque é então aberta, e líquido é retirado do tanque. Em seguida, calor é transferido para o vapor, mantendo a pressão dentro do tanque constante. A válvula é fechada assim que todo o líquido é removido do tanque. Considerando que um total de 5 kJ de calor tenha sido transferido para o tanque, determine (*a*) o título do vapor no tanque no estado inicial, (*b*) a quantidade de massa que escapou e (*c*) a geração de entropia durante esse processo, considerando que o calor foi fornecido ao tanque por uma fonte a 500 °C.

Tópico especial: reduzindo o custo do ar comprimido

7–168 O ar comprimido é um dos itens mais utilizados em instalações industriais, e a potência total instalada dos sistemas de ar comprimido nos Estados Unidos é estimada em aproximadamente 20 milhões de hp. Considerando que os compressores operem a plena carga durante um terço do tempo (em média) e que a eficiência média dos motores seja de 85%, determine as quantidades de energia e dinheiro que serão economizadas por ano se a energia consumida pelos compressores for reduzida em 5% como consequência da implementação de algumas medidas de economia. O custo unitário da eletricidade pode ser considerado US$ 0,07/kWh.

7–169 As necessidades de ar comprimido de uma fábrica ao nível do mar são atendidas por um compressor de 90 hp que recebe o ar a uma pressão atmosférica de 101,3 kPa e a uma temperatura média de 15 °C, comprimindo-o até 1.100 kPa. Uma análise do sistema de ar comprimido e do equipamento que o utiliza revela que a compressão do ar até 750 kPa é suficiente para essa fábrica. O compressor opera 3.500h/ano a 75% da carga nominal e é acionado por um motor elétrico com 94% de eficiência. Considerando que o preço da eletricidade é de US$ 0,085/kWh, determine a quantidade de energia e o dinheiro que se economizará como resultado da redução da pressão do ar comprimido.

7–170 Um compressor de 150 hp de uma instalação industrial está dentro da área de produção onde a temperatura média no horário de operação é de 25 °C. A temperatura média exterior no mesmo horário é de 10 °C. O compressor opera 4.500 h/ano a 85% da carga nominal, e é movido por um motor elétrico que possui eficiência de 90%. Considerando que o preço da eletricidade é de US$ 0,07/kWh, determine a quantidade de energia e o dinheiro que serão economizados como resultado da utilização do ar externo (em vez do ar interno) pelo compressor.

7–171 As necessidades de ar comprimido de uma fábrica são atendidas por um compressor do tipo parafuso cuja potência é de 100 hp, operando a plena carga durante 40% do tempo e ficando ocioso no restante do tempo durante o horário de operação. O compressor consome 35% da potência nominal quando está ocioso, e 90% da potência nominal quando está comprimindo ar. A instalação funciona durante 3.800 h por ano, e o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,075/kWh.

Porém, foi determinado que as necessidades de ar comprimido da instalação podem ser atendidas por um compressor alternativo de 25 hp durante 60% do tempo. O compressor consome 95% da potência nominal ao comprimir ar, e nenhuma potência é consumida quando ele não está comprimindo ar. Considera-se que esse compressor de 25 hp deva operar durante 85% do tempo. As eficiências dos motores dos compressores grandes e pequenos a plena carga – ou a níveis próximos – são de 0,90 e 0,88 respectivamente. A eficiência do motor grande a 35% da carga nominal é de 0,82. Determine a quantidade de energia e o dinheiro economizados com a troca para o compressor de 25 hp, que será utilizado durante 60% do tempo.

7–172 As necessidades de ar comprimido de uma fábrica são atendidas por um compressor do tipo parafuso de 125 hp. A instalação interrompe a produção durante o intervalo de almoço por uma hora todos os dias, incluindo os finais de semana. O compressor, entretanto, continua operando, e consome 35% da potência nominal quando está ocioso. Considere que o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,09/kWh. Determine a quantidade de energia e o dinheiro economizados por ano como resultado do desligamento do compressor no horário de almoço. Considere que a eficiência do motor a carga parcial é de 84%.

7–173 As necessidades de ar comprimido de uma fábrica são atendidas por um compressor de 150 hp equipado com um trocador de calor, um pós-resfriador e um secador refrigerado. A fábrica opera 6.300 h/ano, mas estima-se que o compressor deva comprimir ar durante apenas um terço das horas de operação, o que equivale a 2.100 horas por ano, ficando ocioso ou desligado o resto do tempo. As medições de temperatura e os cálculos indicam que 25% da energia fornecida ao compressor é removida do ar comprimido na forma de calor no pós-resfriador. O COP da unidade de refrigeração é de 2,5, e o custo da eletricidade é de US$ 0,095/kWh. Determine a quantidade de energia e o dinheiro economizados por ano como resultado do resfriamento do ar comprimido antes de sua entrada no secador refrigerado.

7–174 O motor de 150 hp e 1.800 rpm de um compressor está queimado e deve ser substituído ou por um motor padrão com eficiência de 93% a plena carga e custo de US$ 9.031 ou por um motor com alta eficiência de 96,2% e custo de US$ 10.942. O compressor opera durante 4.368 h/ano a plena carga, e sua operação a carga parcial é desprezível. Considerando que o custo da eletricidade é de US$ 0,075/kWh, determine a quantidade de energia e o dinheiro economizados por essa instalação com a compra do motor de alta eficiência em vez da utilização do motor padrão. Determine também se a economia do motor de alta eficiência justifica a diferença de preço, já que o motor tem uma expectativa de vida útil de 10 anos. Ignore todos os possíveis descontos da empresa de energia local.

7–175 O aquecimento ambiente de uma fábrica é realizado por aquecedores a gás natural cuja eficiência é de 80%. As necessidades de ar comprimido dessa fábrica são atendidas por um compressor de grande porte com resfriamento por líquido – que por sua vez é resfriado pelo ar em um trocador de calor gás-líquido, cuja seção de escoamento de ar tem 1,0 m de altura por 1,0 m de largura. Durante a operação padrão, o ar é aquecido de 20 °C até 52 °C, à medida que escoa pelo trocador de calor. A velocidade média do ar na entrada é medida em 3 m/s. O compressor opera 20 horas por dia e 5 dias por semana durante todo o ano. Considerando que o período em que o aquecimento é necessário dura 6 meses (26 semanas) e o custo do gás natural é de US$ 1,00/therm (1 therm = 10.000 Btu = 105.500 kJ), determine o dinheiro que será economizado durante o período caso o calor rejeitado pelo compressor seja direcionado para a fábrica.

7–176 Os compressores de uma instalação mantêm as linhas de ar comprimido a uma pressão manométrica de 700 kPa a uma altitude de 1.400 m, onde a pressão atmosférica é de 85,6 kPa. A temperatura média do ar é de 15 °C na entrada do compressor e 25 °C nas linhas de ar comprimido. A instalação opera 4.200 horas por ano, e o preço médio da eletricidade é de US$ 0,07/kWh. Considerando os valores de 0,8 para a eficiência do compressor e 0,93 para a eficiência do motor, além de um coeficiente de descarga de 0,65, determine a energia e o dinheiro economizados por ano quando um vazamento equivalente a um orifício com 3 mm de diâmetro é vedado na linha de ar comprimido.

7–177 A energia usada para comprimir ar nos Estados Unidos é estimada em mais de meio quatrilhão ($0{,}5 \times 10^{15}$) de quilojoules por ano. Também estima-se que são perdidos de 10 a 40% do ar comprimido em vazamentos. Considerando que aproximadamente 20% do ar comprimido seja perdido em vazamentos de ar e que o custo unitário da eletricidade é de US$ 0,07/kWh, determine a quantidade e o custo da eletricidade desperdiçada por ano decorrentes desses vazamentos de ar.

Problemas de revisão

7–178E Uma máquina térmica cuja eficiência é de 40% utiliza um reservatório quente a 1.300 R e um reservatório frio a 500 R. Calcule a variação da entropia dos dois reservatórios quando 1 Btu de calor é transferido do reservatório quente para a máquina. Essa máquina satisfaz o princípio de aumento da entropia? Caso a eficiência da máquina térmica seja aumentada para 70%, o princípio de aumento da entropia ainda será satisfeito?

7–179 Um refrigerador com um coeficiente de performance 4 transfere calor de uma região fria a –20 °C para uma região quente a 30 °C. Calcule a variação total da entropia das regiões quando 1 kJ de calor é transferido da região fria. A segunda lei é satisfeita? Esse refrigerador continuará a satisfazer a segunda lei se o seu coeficiente de performance for 6?

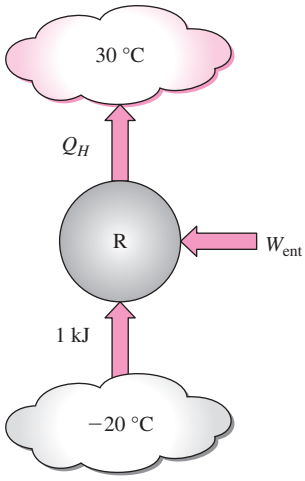


FIGURA P7–179

7–180 Calcule a taxa de variação da entropia de todos os componentes de um refrigerador que utiliza 10 kW de potência, rejeita 14 kW de calor e tem um reservatório de energia de alta temperatura a 400 K e um reservatório de energia de baixa temperatura a 200 K. Qual é a taxa de resfriamento produzida por esse refrigerador? Esse refrigerador é completamente reversível?

7–181 Qual é a energia interna mínima que o R-134a pode alcançar quando é comprimido adiabaticamente a partir de 200 kPa e 85% de título para 800 kPa em um sistema fechado?

7–182 É possível resfriar e condensar R-134a a partir de 1.000 kPa e 180 °C para líquido saturado, em um sistema fechado submetido a um processo reversível isobárico que ao mesmo tempo troca calor com um reservatório de energia isotérmico a 100 °C?

7–183 Sugere-se que o ar a 100 kPa e 25 °C pode ser resfriado quando comprimido adiabaticamente em um sistema fechado até 1.000 kPa, e em seguida novamente expandido adiabaticamente para 100 kPa. Isso é possível?

7–184E É possível que 1 lbm de ar em um sistema fechado a 20 psia e 100 °F seja comprimido adiabaticamente para 120 psia e um volume de 3 pés^3?

7–185E Um bloco de 100 lbm de um material sólido, cujo calor específico é de 0,5 Btu/lbm·R, está a 70 °F. Ele é aquecido com 10 lbm de vapor de água saturado cuja pressão constante é de 14,7 psia. Determine a temperatura final do bloco e da água e a variação da entropia (*a*) do bloco, (*b*) da água, e (*c*) do sistema inteiro. Esse processo é possível? Por quê?

7–186 Um quilo de ar está em um dispositivo pistão-cilindro que pode trocar calor somente com um reservatório de 300 K. Inicialmente, o ar está a 100 kPa e 27 °C. Alguém afirma que o ar pode ser comprimido para 250 kPa e 27 °C. Determine se essa afirmação é válida, realizando uma análise da segunda lei do processo.

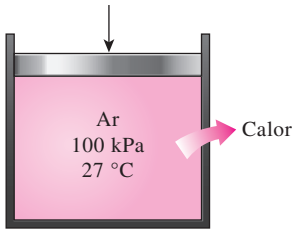


FIGURA P7–186

7–187 Um tanque rígido contém 3,2 kg de água a 140 °C e 400 kPa. Durante um processo, são realizados 48 kJ de trabalho de eixo no sistema, e a temperatura final do tanque cai para 80 °C. Considerando que a variação de entropia da água é zero e que a vizinhança está a 15 °C, determine (*a*) a pressão final no tanque, (*b*) a quantidade de calor trocado entre o tanque e a vizinhança e (*c*) a geração de entropia durante esse processo.

Respostas: (*a*) 47,4 kPa; (*b*) 163 kJ; (*c*) 0,565 kJ/K

7–188 Um cilindro horizontal é separado em dois compartimentos por um pistão adiabático sem atrito. Um lado contém 0,2 m^3 de nitrogênio, e o outro contém 0,1 kg de hélio, ambos inicialmente a 20 °C e 95 kPa. As laterais do cilindro e a extremidade do compartimento de hélio estão isoladas. Calor é então adicionado à extremidade do compartimento de nitrogênio a partir de um reservatório a 500 °C até que a pressão do hélio atinja 120 kPa. Determine (*a*) a temperatura final do hélio (*b*) o volume final do nitrogênio (*c*) o calor total transferido para o nitrogênio e (*d*) a geração de entropia durante esse processo.

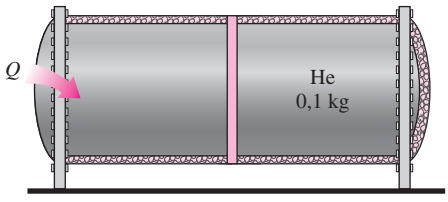


FIGURA P7–188

7–189 Um tanque rígido de 0,8 m^3 contém gás dióxido de carbono (CO_2) a 250 K e 100 kPa. Um aquecedor a resistência elétrica de 500 W é então colocado no tanque, ligado e mantido em funcionamento por 40 min. Logo em seguida, a pressão do CO_2 é lida como 175 kPa. Considerando que a vizinhança esteja a 300 K e usando calores específicos constantes, determine (*a*) a temperatura final do CO_2, (*b*) a quantidade líquida de transferência de calor do tanque e (*c*) a geração de entropia durante esse processo.

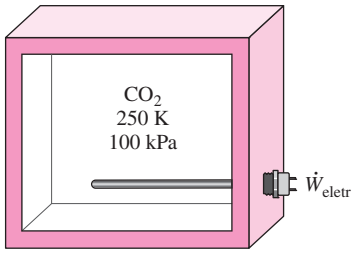


FIGURA P7–189

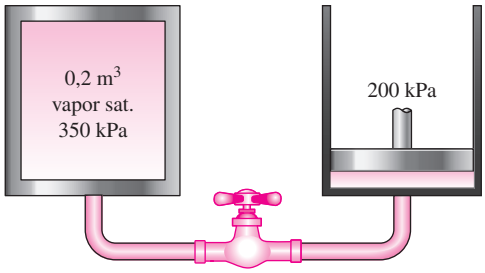


FIGURA P7–193

7–190 Gás hélio a 300 kPa e 50 °C é estrangulado em regime permanente. O hélio perde calor para a vizinhança a 25 °C e 100 kPa na quantidade de 1,75 kJ/kg. Considerando que a entropia do hélio aumenta em 0,25 kJ/kg·K na válvula, determine (*a*) a pressão e temperatura na saída e (*b*) a geração de entropia durante esse processo.

Respostas: (*a*) 265 kPa; 49,7 °C; (*b*) 0,256 kJ/kg·K

7–191 Refrigerante-134a entra em um compressor como vapor saturado a 200 kPa e a uma vazão de 0,03 m³/s, saindo a 700 kPa. A potência entregue ao compressor é de 10 kW. Considerando que a entropia da vizinhança a 20 °C sofre um aumento de 0,008 kW/K, determine (*a*) a taxa de perda de calor do compressor, (*b*) a temperatura de saída do refrigerante e (*c*) a taxa de geração de entropia.

7–192 Ar a 500 kPa e 400 K entra em um bocal adiabático a uma velocidade de 30 m/s e sai a 300 kPa e 350 K. Considerando calores específicos variáveis, determine (*a*) a eficiência isentrópica, (*b*) a velocidade de saída e (*c*) a geração de entropia.

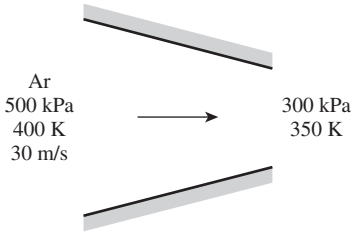


FIGURA P7–192

7–193 Um tanque isolado contendo 0,2 m³ de vapor de água saturado a 350 kPa está conectado a um arranjo pistão-cilindro isolado e inicialmente vazio. A massa do pistão é tal que é necessária uma pressão de 200 kPa para elevá-lo. A válvula é então ligeiramente aberta e parte do vapor escoa para o cilindro, elevando o pistão. Esse processo continua até que a pressão do tanque cai a 200 kPa. Considerando que o vapor restante dentro do tanque passou por um processo reversível e adiabático, determine a temperatura final (*a*) do tanque rígido e (*b*) do cilindro.

7–194 Três quilos de gás hélio a 100 kPa e 27 °C são comprimidos adiabaticamente até 900 kPa. Considerando que a eficiência da compressão isentrópica é de 80%, determine o trabalho necessário e a temperatura final do hélio.

7–195 Refrigerante-134a a 600 kPa e 100 °C sofre uma expansão reversível isotérmica até 200 kPa em um dispositivo com escoamento em regime permanente com uma entrada e uma saída. Determine a potência produzida por esse dispositivo e a taxa de transferência de calor, considerando a taxa de fluxo através do dispositivo igual a 1 kg/s.

7–196 Um inventor afirma ter inventado um dispositivo adiabático com escoamento em regime permanente com uma única entrada e saída que produz 100 kW ao expandir 1 kg/s de ar – inicialmente a 900 kPa e 300 °C – para 100 kPa. Essa afirmação é válida?

7–197 Um gás deve ser expandido adiabaticamente a partir de 3 MPa e 300 °C para 80 kPa em um arranjo pistão-cilindro. Qual das duas opções – ar com uma eficiência de expansão isentrópica de 90% ou néon com uma eficiência de expansão isentrópica de 80% – vai produzir um maior trabalho?

7–198 Um tubo capilar adiabático é utilizado em alguns sistemas de refrigeração para deixar cair a pressão do refrigerante a partir do nível do condensador para o nível do evaporador. Durante um processo, o R-134a entra no tubo capilar como líquido saturado a 50 °C e sai a −12 °C. Determine a taxa de geração de entropia no tubo capilar para um fluxo de massa de 0,2 kg/s.

Resposta: 0,0077 kW/K

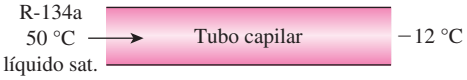


FIGURA P7–198

7–199 Ar inicialmente a 100 kPa e 17 °C é comprimido até 700 kPa a uma vazão de 5 kg/min por um compressor, em regime permanente. Determine a mínima potência a ser fornecida ao compressor, considerando (*a*) um processo adiabático e (*b*) um

processo isotérmico. Considere o ar como um gás ideal com calores específicos variáveis e despreze as variações das energias cinética e potencial.

Respostas: (*a*) 18,0 kW; (*b*) 13,5 kW

7–200 Ar entra em um compressor de dois estágios a 100 kPa e 27 °C e é comprimido até 625 kPa. A razão de pressão é a mesma em cada estágio, e o ar é resfriado até a temperatura inicial entre os dois estágios. Considerando um processo de compressão isentrópico, determine a potência de compressão para uma vazão mássica de 0,15 kg/s. Qual seria a resposta se fosse usado apenas um estágio de compressão? *Respostas:* 27,1 kW; 31,1 kW

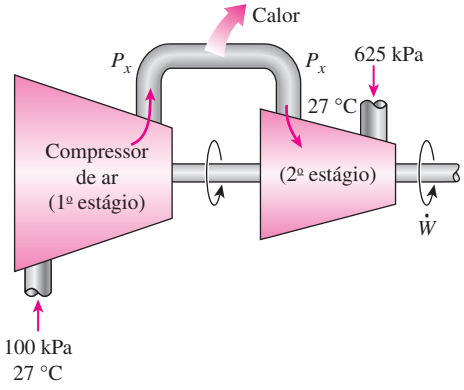


FIGURA P7–200

7–201 Vapor de água a 6 MPa e 500 °C entra em uma turbina adiabática de dois estágios a uma vazão de 15 kg/s. Extrai-se então 10% do vapor ao final do primeiro estágio a uma pressão de 1,2 Mpa, para uma outra finalidade. O vapor restante é expandido ainda mais no segundo estágio e deixa a turbina a 20 kPa. Determine a potência produzida pela turbina, considerando que (*a*) o processo é reversível e (*b*) a turbina tem uma eficiência isentrópica de 88%.

Respostas: (*a*) 16.291 kW; (*b*) 14.336 kW

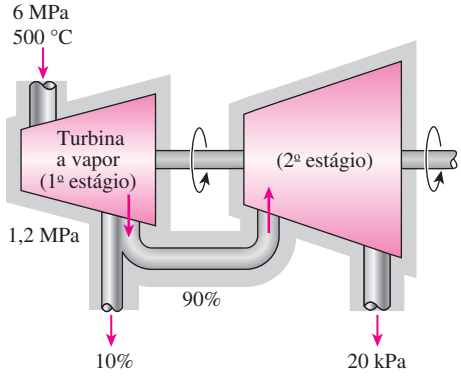


FIGURA P7–201

7–202 Vapor de água entra em uma turbina adiabática de dois estágios a 8 MPa e 550 °C. Ele se expande no primeiro estágio a uma pressão de 2 MPa. Em seguida, o vapor é reaquecido a uma pressão constante até 550 °C, antes de ser expandido em um segundo estágio até 200 kPa. A potência produzida pela turbina é de 80 MW. Considerando uma eficiência isentrópica de 84% para cada estágio da turbina, determine o fluxo de massa necessário para o vapor. Da mesma forma, mostre o processo em um diagrama *T-s,* contendo as linhas de saturação. *Resposta:* 85,8 kg/s

7–203 Refrigerante-134a a 100 kPa e –20 °C é comprimido por um compressor adiabático de 1,3 kW para um estado de saída no qual atinge 800 kPa e 60 °C. Desprezando as alterações nas energias cinética e potencial, determine (*a*) a eficiência isentrópica do compressor, (*b*) a vazão volumétrica de refrigerante na entrada do compressor (em L/min) e (*c*) a vazão volumétrica máxima nas condições de entrada que esse compressor adiabático de 0,7 kW pode processar sem violar a segunda lei da termodinâmica.

7–204 Um compressor de ar adiabático deve ser acionado por uma turbina a vapor adiabática com acoplamento direto. Além do compressor, a turbina também faz funcionar um gerador. Vapor de água entra na turbina a 12,5 MPa e 500 °C com uma vazão de 25 kg/s e sai a 10 kPa com um título de 0,92; no compressor, o ar entra a 98 kPa e 295 K a uma vazão de 10 kg/s, saindo a 1 MPa e 620 K. Determine (*a*) a potência líquida fornecida ao gerador pela turbina e (*b*) a taxa de geração de entropia dentro da turbina e do compressor durante esse processo.

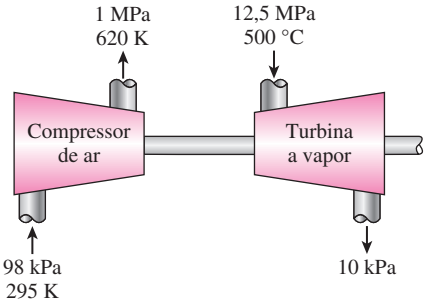


FIGURA P7–204

7–205 Reconsidere o Prob. 7–204. Usando o EES (ou outro programa), determine as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. Em seguida, use o EES para estudar como uma variação de 0,6 a 0,8 na eficiência do compressor e uma variação de 0,7 a 0,95 na eficiência da turbina afetam a potência fornecida ao gerador e a entropia gerada no processo. Trace em um gráfico o trabalho líquido em função da eficiência do compressor, considerando as eficiências de turbina 0,7, 0,8 e 0,9, e em seguida discuta os resultados.

7–206 Em 1982, a explosão de um tanque de água quente em uma escola dos Estados Unidos localizada em Spencer (Oklahoma)

matou 7 pessoas e feriu outras 33. Embora o número de tais explosões tenha diminuído bastante desde o desenvolvimento do Código ASME para Vasos de Pressão, exigindo que os tanques sejam projetados com pressões quatro vezes maiores do que as pressões normais de operação, tais acidentes ainda ocorrem devido a falhas em válvulas de alívio e termostatos. Quando um tanque cheio com um líquido a altos níveis de pressão e temperatura se rompe, parte desse líquido se transforma em vapor devido à queda repentina da pressão do líquido até o nível atmosférico, e assim há uma elevação enorme em seu volume. A onda de pressão resultante que rapidamente se propaga pode causar danos consideráveis.

Considerando que o líquido pressurizado no tanque fatalmente atinge o equilíbrio com sua vizinhança logo após a explosão, o trabalho que um líquido pressurizado realizaria se pudesse se expandir de forma reversível e adiabática até a pressão da vizinhança pode ser visto como a *energia de explosão* do líquido pressurizado. Devido ao curtíssimo tempo da explosão e à aparente estabilidade posterior, o processo da explosão pode ser considerado adiabático, sem variações nas energias cinética e potencial e sem mistura com o ar.

Considere um tanque de água quente com 80 L cuja pressão de trabalho é de 0,5 MPa. Em decorrência de algum defeito, a pressão do tanque sobe até 2 MPa, ponto em que o tanque explode. Considerando a pressão atmosférica como 100 kPa e o líquido do tanque como saturado no momento da explosão, determine a energia de explosão total do tanque, expressando-a pela energia explosiva de uma determinada massa de TNT. (A energia explosiva do TNT é de aproximadamente 3.250 kJ/kg, e 5 kg de TNT podem causar destruição total de estruturas não reforçadas dentro de um raio de aproximadamente 7 m.) *Resposta:* 1,972 kg de TNT

FIGURA P7–206

7–207 Usando os argumentos do Prob. 7–206, determine a energia de explosão total de 0,35 L de uma bebida enlatada que explode a uma pressão de 1,2 MPa. Quantos quilos de TNT equivalem a essa energia explosiva?

7–208 Ar a um estado de entrada de 2.200 kPa e 300 °C é expandido em uma turbina adiabática com 85% de eficiência isentrópica para uma pressão de saída de 200 kPa. Calcule a temperatura de saída do ar e o trabalho produzido pela turbina por unidade de massa de ar.

7–209 Ar a um estado de entrada de 2.200 kPa e 300 °C é expandido em uma turbina adiabática com 90% de eficiência isentrópica para uma pressão de saída de 200 kPa. Calcule a temperatura de saída do ar, o trabalho produzido pela turbina e a geração de entropia.

Respostas: 319 K; 258 kJ/kg; 0,0944 kJ/kg·K

7–210 Para controlar a potência produzida por uma turbina a vapor isentrópica, uma válvula de estrangulamento é colocada na linha de fornecimento de vapor na entrada da turbina, como mostrado na figura. Vapor a 6 MPa e 400 °C é fornecido à entrada do estrangulador, e a pressão dos gases de escape da turbina é ajustada em 70 kPa. Compare o trabalho produzido pela turbina a vapor, em kJ/kg, no momento em que a válvula de estrangulamento estiver completamente aberta (de modo que não haja perda de pressão) e também no momento em que estiver parcialmente fechada, de modo que a pressão na entrada da turbina seja de 3 MPa.

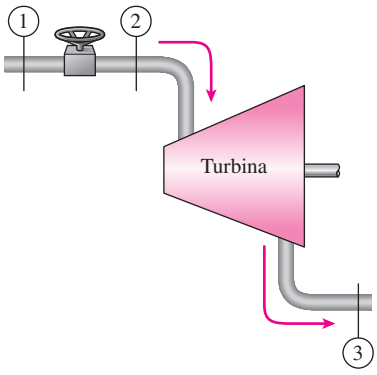


FIGURA P7–210

7–211 Tanques de oxigênio são preenchidos pela compressão do gás oxigênio, como mostrado na figura. Um tanque de 1 m^3, inicialmente evacuado, deve ser preenchido até 13.000 kPa ao mesmo tempo em que a temperatura do oxigênio no tanque permanece constante a 20 °C com esse sistema. Um compressor isentrópico é usado. O oxigênio entra no compressor com uma pressão constante e temperatura de 150 kPa e 20 °C. Determine o trabalho total que o compressor deve realizar e a transferência total de calor do tanque de oxigênio. *Respostas:* 80.710 kJ; 93.720 kJ

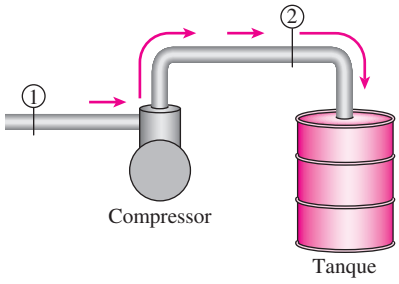


FIGURA P7–211

7–212 Dois tanques rígidos estão conectados por uma válvula. O tanque A é isolado e contém 0,3 m^3 de vapor de água a 400 kPa e título de 60%. O tanque B não é isolado e contém 2 kg de vapor a 200 kPa e 250 °C. A válvula é então aberta, e o vapor escoa do tanque A para o tanque B até que a pressão do tanque A caia para 200 kPa. Durante esse processo, 300 kJ de calor são transferidos do tanque B para a vizinhança a 17 °C. Considerando que o vapor restante dentro do tanque A tenha passado por um processo adiabático reversível, determine (*a*) a temperatura final de cada tanque e (*b*) a entropia gerada durante esse processo.

Respostas: (*a*) 120,2 °C; 116,1 °C; (*b*) 0,498 kJ/K

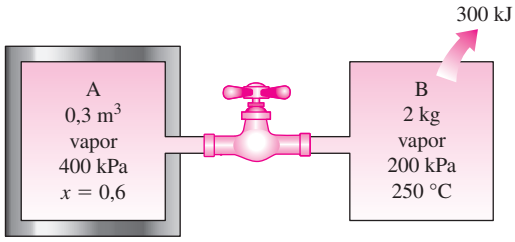


FIGURA P7–212

7–213 Calor é transferido em regime permanente para a água fervente de uma panela a partir de sua base plana, a uma taxa de 500 W. Considerando que as temperaturas das superfícies interna e externa da base da panela são de 104 °C e 105 °C, respectivamente, determine a taxa de geração de entropia dentro da base da panela, em W/K.

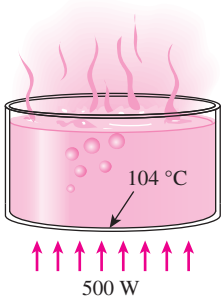


FIGURA P7–213

7–214 Um elemento de aquecimento elétrico de 1.200 W cujo diâmetro é 0,5 cm está imerso em 40 kg de água inicialmente a 20 °C. Considerando que o recipiente de água é bem isolado, determine quanto tempo levará para que esse aquecedor eleve a temperatura da água até 50 °C. Determine também a entropia gerada durante esse processo, em kJ/K.

7–215 Nas grandes usinas de potência a vapor, a água de alimentação é frequentemente aquecida em aquecedores de água de alimentação, que são basicamente trocadores de calor, usando vapor de água extraído da turbina em algum estágio. O vapor de água entra no aquecedor de água de alimentação a 1 MPa e 200 °C e sai como líquido saturado à mesma pressão. A água de alimentação entra no aquecedor a 2,5 MPa e 50 °C e sai 10 °C abaixo da temperatura de saída do vapor. Desprezando as perdas de calor pelas superfícies externas do aquecedor, determine (*a*) a relação entre os fluxos de massa do vapor extraído e da água de alimentação (*b*) e a variação total da entropia para esse processo por unidade de massa da água de alimentação.

7–216 Reconsidere o Prob. 7–215. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do estado do vapor de água na entrada do aquecedor de água de alimentação. Considere que a entropia do vapor de água na extração seja constante e esteja a 1 MPa e 200 °C, e também considere uma variação de 1 MPa até 100 kPa na pressão de extração do vapor. Trace em um gráfico a relação entre as vazões mássicas e a variação total da entropia para esse processo por unidade de massa da água de alimentação em função da pressão de extração.

7–217E Um tanque rígido de 5 pés^3 inicialmente contém refrigerante-134a a 80 psia e título de 100%. O tanque está conectado por uma válvula a uma linha de fornecimento que transporta refrigerante-134a a 160 psia e 80 °F. A válvula é então aberta, permitindo que o refrigerante entre no tanque, e é fechada quando se observa que o tanque contém apenas líquido saturado a 120 psia. Determine (*a*) a massa do refrigerante que entrou no tanque, (*b*) a quantidade de transferência de calor com a vizinhança a 100 °F e (*c*) a entropia gerada durante esse processo.

7–218 Uma casa com aquecimento solar passivo que perde calor para o exterior a 3 °C e a uma taxa média de 50.000 kJ/h é mantida a 22 °C por 10 h durante uma noite de inverno. A casa deve ser aquecida por 50 recipientes de vidro, cada um contendo 20 L de água, aquecida até 80 °C durante o dia pela absorção de energia solar. Um aquecedor a resistência elétrica de reserva cuja potência é de 15 kW, controlado por termostato, é ligado sempre que necessário para manter a casa a 22 °C. Determine por quanto tempo o sistema de aquecimento elétrico ficou ligado naquela noite e a quantidade de entropia gerada durante o período.

7–219 Uma sala bem isolada de 4 m × 5 m × 7 m deve ser aquecida por 1.500 kg de água líquida, contida em um tanque colocado na sala. A sala está perdendo calor para o exterior a 5 °C a uma taxa média de 10.000 kJ/h. Inicialmente a sala está a 20 °C e 100 kPa, e é mantida sempre a uma temperatura média de 20 °C. Considerando que a água quente deve atender às necessidades de aquecimento dessa sala por um período de 24 h, determine (*a*) a temperatura mínima da água quando ela for levada para a sala e (*b*) a entropia gerada durante um período de 24 h. Considere calores específicos constantes para o ar e a água à temperatura ambiente.

7–220 Considere um cilindro rígido, horizontal e bem isolado, dividido em dois compartimentos por um pistão com liberdade de movimento – mas que não permite vazamento de gás para o outro lado. Inicialmente, um lado do pistão contém 2 m^3 de N_2 a 250 kPa e 100 °C, enquanto o outro lado contém 1 m^3 de gás He a 250 kPa e

25 °C. O equilíbrio térmico é então estabelecido no cilindro como consequência da transferência de calor pelo pistão. Usando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio no cilindro e (*b*) a geração de entropia durante esse processo. O que você responderia se o pistão não tivesse liberdade de movimento?

7–221 Reconsidere o Prob. 7–220. Usando o EES (ou outro programa), compare os resultados obtidos considerando-se calores específicos constantes com aqueles obtidos ao se lidar com calores específicos variáveis incorporados nas funções do EES.

7–222 Repita o Prob. 7–220, considerando que o pistão seja feito de 5 kg de cobre, encontrando-se inicialmente à temperatura média dos dois gases nos dois lados.

7–223 Um tanque rígido isolado de 5 m^3 contém ar a 500 kPa e 57 °C. Uma válvula conectada ao tanque é então aberta, e o ar escapa até que a pressão interna caia para 200 kPa. A temperatura do ar durante esse processo é mantida constante por um aquecedor elétrico colocado no tanque. Determine (*a*) a energia elétrica fornecida durante esse processo e (*b*) a variação total da entropia.

Respostas: (*a*) 1.501 kJ; (*b*) 4,40 kJ/K

7–224 Um arranjo pistão-cilindro isolado inicialmente contém 0,02 m^3 de mistura saturada de água líquida e vapor de água a 100 °C, e com um título de 0,1. Em um dado momento, adiciona-se gelo a –18 °C ao cilindro. Considerando que o cilindro contém líquido saturado a 100 °C quando estabelecido o equilíbrio térmico, determine (*a*) a quantidade de gelo adicionada e (*b*) a geração de entropia durante esse processo. A temperatura de fusão e o calor de fusão do gelo à pressão atmosférica correspondem a 0 °C e 333,7 kJ/kg respectivamente.

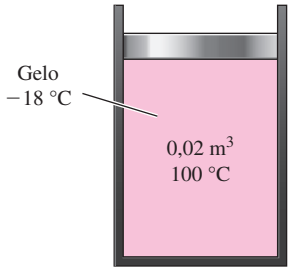


FIGURA P7–224

7–225 Considere uma garrafa rígida de 10 L evacuada e envolvida pela atmosfera a 90 kPa e 27 °C. Em um determinado momento, abre-se uma válvula em seu gargalo, e o ar atmosférico escoa para a garrafa. O ar admitido na garrafa finalmente atinge o equilíbrio térmico com a atmosfera devido à transferência de calor pela parede da garrafa. A válvula permanece aberta durante o processo, para que o ar da garrafa também atinja o equilíbrio mecânico com a atmosfera. Determine a taxa líquida de transferência de calor pela parede da garrafa e a geração de entropia durante esse processo de preenchimento.

Respostas: 0,90 kJ; 0,0030 kJ/K

7–226 (*a*) Água escoa em um chuveiro em regime permanente a uma vazão de 10 L/min. Um aquecedor elétrico colocado no tubo de água aquece a água de 16 °C até 43 °C. Considerando a densidade da água como 1 kg/L, determine a potência elétrica fornecida ao aquecedor (em kW) e a taxa de geração de entropia durante esse processo (em kW/K).

(*b*) Como uma medida de economia de energia, propôs-se passar a água quente que sai por um ralo a uma temperatura de 39 °C por um trocador de calor para preaquecer a água fria recebida. Considerando que o trocador de calor tenha uma efetividade de 0,50 (ou seja, que ele recupera apenas metade da energia que pode ser transferida da água do ralo para a água fria do chuveiro), determine a potência elétrica necessária e a redução na taxa de geração de entropia devida ao aquecimento pela resistência.

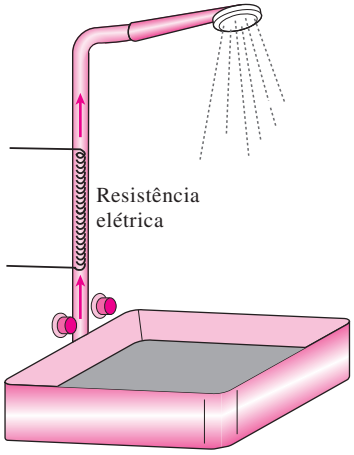


FIGURA P7–226

7–227 Usando o EES (ou outro programa), determine o trabalho necessário para acionar um compressor de múltiplos estágios para determinado conjunto de valores de pressões de entrada e saída e para um número qualquer de estágios. Considere que a razão de pressão em cada estágio é idêntica e que o processo de compressão é politrópico. Faça uma tabela e um gráfico do trabalho do compressor em função do número de estágios para $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 25$ °C, $P_2 = 1.000$ kPa e $n = 1,35$ para o ar. Com base nesse diagrama, é possível justificar o uso dos compressores com mais de três estágios?

7–228 Considere um turbo compressor de um motor de combustão interna. Os gases de exaustão entram na turbina a 450 °C a uma taxa de 0,02 kg/s e saem a 400 °C. Ar entra no compressor a 70 °C

e 95 kPa a uma taxa de 0,018 kg/s, saindo a 135 kPa. A eficiência mecânica entre a turbina e o compressor é de 95% (perde-se 5% do trabalho da turbina durante sua transmissão ao compressor). Considerando as propriedades do ar para os gases de exaustão, determine (*a*) a temperatura do ar na saída do compressor e (*b*) a eficiência isentrópica do compressor.

Respostas: (*a*) 126,1 °C; (*b*) 0,642

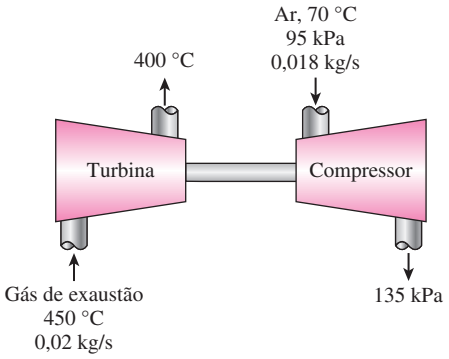


FIGURA P7–228

7–229 Um arranjo pistão-cilindro bem isolado de 0,25 m³ contém inicialmente 0,7 kg de ar a 20 °C. Nesse estado, o pistão tem liberdade de movimento. Ar de uma linha de alimentação a 500 kPa e 70 °C entra no cilindro até que o volume aumente em 50%. Usando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine (*a*) a temperatura final, (*b*) a quantidade de massa que entrou no sistema, (*c*) o trabalho realizado e (*d*) a geração de entropia.

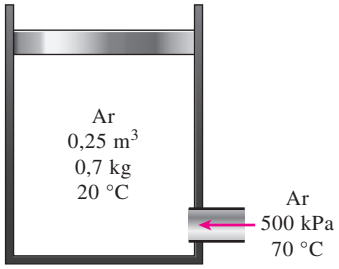


FIGURA P7–229

7–230 Quando o transporte de gás natural em uma tubulação não é possível por questões econômicas, ele é primeiramente liquefeito usando técnicas não convencionais de refrigeração e, em seguida, transportado em tanques super-isolados. Em um ponto de liquefação de gás natural, o gás natural liquefeito (GNL) entra em uma turbina criogênica a 30 bar e –160 °C a uma vazão de 20 kg/s, saindo a 3 bar. Considerando que a turbina produz uma potência de 115 kW, determine sua eficiência. Considere a densidade do GNL como 423,8 kg/m³. *Resposta:* 90,3 %

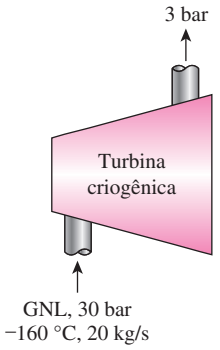


FIGURA P7–230

7–231 Um tanque de volume constante preenchido com 2 kg de ar rejeita calor para um reservatório de calor a 300 K. Durante o processo, a temperatura do ar no tanque diminui para a temperatura do reservatório. Determine as expressões para as variações da entropia considerando o tanque e o reservatório, e também a variação total da entropia ou a entropia gerada por esse sistema isolado. Trace essas variações da entropia como funções da temperatura inicial do ar. Discuta seus resultados. Considere calores específicos constantes para o ar a 300 K.

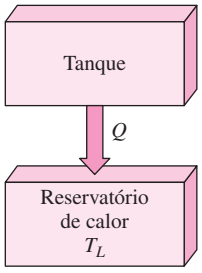


FIGURA P7–231

7–232 Uma máquina térmica recebe calor de um tanque de volume constante preenchido com 2 kg de ar. O trabalho produzido pela máquina é armazenado em um reservatório de trabalho; a máquina ainda rejeita 400 kJ de calor para um reservatório de calor a 300 K. Durante o processo, a temperatura do ar no tanque diminui para 300 K. (*a*) Determine a temperatura inicial do ar que irá maximizar o trabalho e a eficiência térmica da máquina. (*b*) Avalie a variação total da entropia desse sistema isolado, o trabalho produzido e a eficiência térmica, considerando a temperatura inicial do ar no tanque do item (*a*) e também temperaturas 100 K acima e abaixo da resposta do item (*a*). (*c*) Trace a eficiência térmica e a geração

de entropia como funções da temperatura inicial do ar. Comente suas respostas. Considere calores específicos constantes para o ar a 300 K.

Respostas: (a) 759 K; 0,393

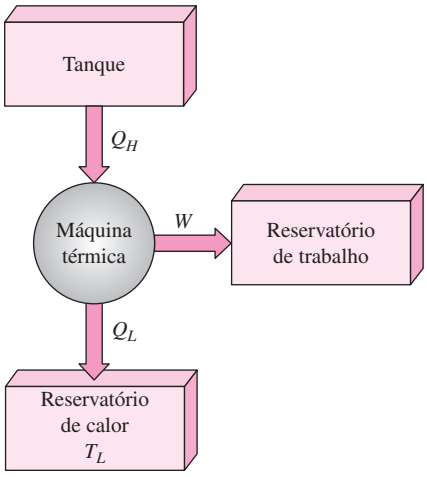


FIGURA P7–232

7–233 Mostre que as eficiências isentrópicas de um compressor e de uma turbina podem ser escritas como as equações a seguir, considerando-se um gás ideal com calores específicos constantes:

$$\eta_C = \frac{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{(T_2/T_1) - 1} \quad \text{e} \quad \eta_T = \frac{(T_4/T_3) - 1}{(P_4/P_3)^{(k-1)/k} - 1}.$$

Os estados 1 e 2 representam os estados de entrada e saída do compressor, e os estados 3 e 4 representam os estados de entrada e saída da turbina.

7–234 Iniciando com a equação de Gibbs, $du = Tds - Pdv$, obtenha uma expressão para a variação da energia interna de um gás ideal com calores específicos constantes durante o processo isentrópico Pv^k = constante.

7–235 A temperatura de um gás ideal com calores específicos constantes é dada como uma função da entropia específica e do volume específico, $T(s,v) = Av^{1-k}\exp(s/c_v)$, onde A é uma constante. Determine a relação T-v, considerando esse gás ideal em um processo isentrópico.

7–236 Um gás ideal passa por um processo reversível isotérmico em regime permanente. Desprezando as variações nas energias cinética e potencial do fluxo e considerando calores específicos constantes, (*a*) obtenha uma expressão para a transferência de calor por unidade de fluxo de massa para o processo e (*b*) compare esse resultado com aquele obtido da equação $q_{liq} = \int Tds$ para o processo.

7–237 A temperatura de um gás ideal com calores específicos constantes é dada como uma função da entropia e da pressão específicas – a equação $T(s,P) = AP^{(k-1)/k}\exp(s/c_p)$, onde A é uma constante. Considerando um processo reversível a uma pressão constante, encontre uma expressão para a transferência de calor por unidade de massa como uma função do c_p e T usando $Q = \int TdS$. Compare esse resultado com aquele que se obtém ao aplicar a primeira lei para o sistema fechado submetido a um processo a uma pressão constante.

7–238 Considere uma compressão de dois estágios com processo de resfriamento intermediário em um compressor a baixa pressão cuja eficiência isentrópica é $\eta_{C,L}$ e em um compressor a alta pressão cuja eficiência isentrópica é $\eta_{C,H}$. Determine a pressão intermediária na qual o resfriamento deve ocorrer para minimizar o trabalho do compressor ao resfriarem-se os gases de baixa pressão de saída do compressor até a temperatura de admissão do compressor.

Problemas de múltipla escolha

7–239 Vapor de água é condensado a uma temperatura constante de 30 °C enquanto escoa pelo condensador de uma usina de potência, rejeitando calor a uma taxa de 55 MW. A taxa de variação da entropia do vapor de água ao escoar pelo condensador é de

(*a*) –1,83 MW/K (*b*) –0,18 MW/K (*c*) 0 MW/K
(*d*) 0,56 MW/K (*e*) 1,22 MW/K

7–240 Vapor de água é comprimido de 6 MPa e 300 °C até 10 MPa de forma isentrópica. A temperatura final do vapor de água é

(*a*) 290 °C (*b*) 300 °C (*c*) 311 °C
(*d*) 371 °C (*e*) 422 °C

7–241 Uma maçã com uma massa média de 0,12 kg e calor específico médio de 3,65 kJ/kg °C é resfriada de 25 °C até 5 °C. A variação da entropia da maçã é

(*a*) –0,705 kJ/K (*b*) –0,254 kJ/K (*c*) –0,0304 kJ/K
(*d*) 0 kJ/K (*e*) 0,348 kJ/K

7–242 Um arranjo pistão-cilindro contém 5 kg de vapor de água saturado a 3 MPa. Calor é então rejeitado pelo cilindro a uma pressão constante até que o vapor de água seja condensado completamente, de forma que o cilindro contenha líquido saturado a 3 MPa ao final do processo. A variação da entropia do sistema durante o processo é

(*a*) 0 kJ/K (*b*) −3,5 kJ/K (*c*) −12,5 kJ/K
(*d*) −17,7 kJ/K (*e*) −19,5 kJ/K

7–243 Gás hélio inicialmente a 1 atm e 25 °C é comprimido de forma adiabática até 10 atm. A temperatura mais baixa do hélio após a compressão é

(*a*) 25 °C (*b*) 63 °C (*c*) 250 °C
(*d*) 384 °C (*e*) 476 °C

7–244 Vapor de água a 4 MPa e 500 °C se expande em uma turbina adiabática até 0,1 Mpa, a uma vazão de 2 kg/s. Considerando que o vapor de água deixa a turbina como vapor saturado, a potência produzida pela turbina é

(*a*) 2.058 kW (*b*) 1.910 kW (*c*) 1.780 kW
(*d*) 1.674 kW (*e*) 1.542 kW

7–245 Gás argônio inicialmente a 3 MPa e 750 °C é expandido em uma turbina adiabática até 0,2 Mpa, a uma vazão de 5 kg/s. A máxima potência produzida pela turbina é

(*a*) 1,06 MW (*b*) 1,29 MW (*c*) 1,43 kW
(*d*) 1,76 MW (*e*) 2,08 MW

7–246 Uma massa unitária de uma substância sofre um processo irreversível, e passa do estado 1 até o estado 2 ao mesmo tempo que ganha uma quantidade de calor q da vizinhança, cuja temperatura é T. Considerando que a entropia da substância é s_1 no estado 1, e s_2 no estado 2, a variação de entropia Δs da substância durante esse processo é

(*a*) $\Delta s < s_2 - s_1$ (*b*) $\Delta s > s_2 - s_1$
(*c*) $\Delta s = s_2 - s_1$ (*d*) $\Delta s = s_2 - s_1 + q/T$
(*e*) $\Delta s > s_2 - s_1 + q/T$

7–247 Uma massa unitária de um gás ideal a uma temperatura T sofre um processo isotérmico reversível, e passa da pressão P_1 até a pressão P_2 ao mesmo tempo que perde uma quantidade de calor q para a vizinhança, cuja temperatura é T. Considerando que a constante do gás é R, a variação da entropia do gás Δs durante esse processo será

(*a*) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1)$ (*b*) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1) - q/T$
(*c*) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2)$ (*d*) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2) - q/T$
(*e*) $\Delta s = 0$

7–248 Ar inicialmente a condições ambientes é comprimido de forma reversível até uma pressão especificada, e para isso utilizou-se dois compressores. Um deles é isotérmico, e o outro, adiabático. Considerando que a variação da entropia do ar é igual a Δs_{isot} durante a compressão isotérmica reversível, e Δs_{adia} durante a compressão adiabática reversível, a expressão correta para a variação da entropia do ar por unidade de massa será

(*a*) $\Delta s_{isot} = \Delta s_{adia} = 0$ (*b*) $\Delta s_{isot} = \Delta s_{adia} > 0$
(*c*) $\Delta s_{adia} > 0$ (*d*) $\Delta s_{isot} < 0$
(*e*) $\Delta s_{isot} = 0$

7–249 Gás hélio é comprimido de 27 °C e 3,50 m^3/kg para 0,775 m^3/kg de forma reversível e adiabática. A temperatura do hélio após a compressão é

(*a*) 74 °C (*b*) 122 °C (*c*) 547 °C
(*d*) 709 °C (*e*) 1.082 °C

7–250 Calor é perdido pela parede de um avião em regime permanente a uma taxa de 600 W. Considerando que as temperaturas das superfícies interna e externa da parede são de 20 °C e 5 °C respectivamente, a taxa de geração de entropia dentro da parede será

(*a*) 0,11 W/K (*b*) 4,21 W/K (*c*) 2,10 W/K
(*d*) 42,1 W/K (*e*) 90,0 W/K

7–251 Ar inicialmente a 17 °C e 90 kPa é comprimido em regime permanente e de forma adiabática até 200 °C e 400 kPa. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente para o ar, a eficiência isentrópica do compressor será

(*a*) 0,76 (*b*) 0,94 (*c*) 0,86
(*d*) 0,84 (*e*) 1,00

7–252 Gás argônio inicialmente a 600 °C e 800 kPa se expande em uma turbina adiabática até 80 kPa, a uma vazão de 2,5 kg/s. Para uma eficiência isentrópica de 88%, a potência produzida pela turbina é de

(*a*) 240 kW (*b*) 361 kW (*c*) 414 kW
(*d*) 602 kW (*e*) 777 kW

7–253 Água entra em uma bomba em regime permanente a 100 kPa a uma taxa de 35 L/s, saindo a 800 kPa. As velocidades do escoamento na entrada e na saída são iguais, mas a saída da bomba, onde a pressão de descarga é medida, está 6,1 m acima da seção de entrada. A mínima potência para acionar a bomba é de

(*a*) 34 kW (*b*) 22 kW (*c*) 27 kW
(*d*) 52 kW (*e*) 44 kW

7–254 Ar a 15 °C e 100 kPa é comprimido em regime permanente e de forma isotérmica até 700 kPa, a uma vazão de 0,12 kg/s. A mínima potência para acionar o compressor é de

(*a*) 1,0 kW (*b*) 11,2 kW (*c*) 25,8 kW
(*d*) 19,3 kW (*e*) 161 kW

7–255 Ar inicialmente a 1 atm deve ser comprimido em regime permanente e de forma isentrópica até 16 atm por um compressor de dois estágios. Para minimizar o trabalho total de compressão, a pressão intermediária entre os dois estágios deve ser de

(*a*) 3 atm (*b*) 4 atm (*c*) 8,5 atm
(*d*) 9 atm (*e*) 12 atm

7–256 Gás hélio entra em um bocal adiabático em regime permanente a 500 °C e 600 kPa a uma velocidade baixa, saindo a uma pressão de 90 kPa. A mais alta velocidade possível que o gás hélio pode atingir na saída do bocal é

(*a*) 1.475 m/s (*b*) 1.662 m/s (*c*) 1.839 m/s
(*d*) 2.066 m/s (*e*) 3.040 m/s

7–257 Gases de combustão com uma razão de calores específicos igual a 1,3 entram em um bocal adiabático em regime permanente a 800 °C e 800 kPa a uma velocidade baixa, saindo a uma pressão de 85 kPa. A mais baixa temperatura possível dos gases de combustão na saída do bocal é

(*a*) 43 °C (*b*) 237 °C (*c*) 367 °C
(*d*) 477 °C (*e*) 640 °C

7–258 Vapor de água a 400 °C e 5 MPa entra em uma turbina adiabática em regime permanente, saindo a 20 kPa. A mais alta porcentagem possível de massa de vapor de água que se condensa na turbina e a deixa como líquido é

(*a*) 4% (*b*) 8% (*c*) 12%
(*d*) 18% (*e*) 0%

7–259 Água líquida a 15 °C entra em uma tubulação adiabática, a uma vazão de 8 kg/s. Considerando que a temperatura da água sobe em 0,2 °C durante o escoamento devido ao atrito, a taxa de geração de entropia no tubo será

(*a*) 23 W/K (*b*) 55 W/K (*c*) 68 W/K
(*d*) 220 W/K (*e*) 443 W/K

7–260 Água líquida deve ser comprimida de 0,2 MPa até 5 MPa a uma vazão de 0,15 m^3/min por uma bomba cuja eficiência isentrópica é de 75%. A potência necessária para acionar essa bomba é

(*a*) 4,8 kW (*b*) 6,4 kW (*c*) 9,0 kW
(*d*) 16,0 kW (*e*) 12 kW

7–261 Vapor de água entra em uma turbina adiabática a 8 MPa e 500 °C a uma vazão de 18 kg/s, saindo a 0,2 MPa e 300 °C. A taxa de geração de entropia da turbina é

(*a*) 0 kW/K (*b*) 7,2 kW/K (*c*) 21 kW/K
(*d*) 15 kW/K (*e*) 17 kW/K

7–262 Gás hélio a 25 °C e 90 kPa é comprimido em regime permanente até 800 kPa por um compressor adiabático, a uma vazão de 2 kg/min. Considerando que o compressor consome 80 kW de potência durante a operação, a eficiência isentrópica do compressor será

(*a*) 54,0% (*b*) 80,5% (*c*) 75,8%
(*d*) 90,1 % (*e*) 100,0%

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

7–263 Compare o bombeamento de água para um terreno de maior elevação com a compressão isentrópica de ar dentro de um tanque de ar comprimido, como meios de armazenamento de energia para uso posterior.

7–264 Sabemos que a temperatura de um gás se eleva enquanto ele é comprimido devido à entrada de energia na forma de trabalho de compressão. A altas taxas de compressão, a temperatura do ar pode subir acima da temperatura de autoignição de alguns hidrocarbonetos, incluindo alguns óleos lubrificantes. Assim, a presença de algum vapor de óleo lubrificante em ar a alta pressão aumenta a possibilidade de uma explosão, criando risco de incêndio. A concentração de óleo dentro do compressor geralmente é muito baixa para criar um perigo real. Entretanto, o óleo que se deposita nas paredes internas da tubulação de descarga do compressor pode causar uma explosão. Tais explosões foram eliminadas tomando-se algumas precauções, como o uso de óleos lubrificantes apropriados, o projeto cuidadoso do equipamento, o resfriamento intermediário entre os estágios do compressor e a constante manutenção da limpeza do sistema.

Um compressor deve ser projetado para uma aplicação industrial em Los Angeles. A temperatura de saída do compressor não deve exceder os 250 °C para que sejam atendidos os requisitos de segurança. Considerando isso, determine a máxima taxa de compressão que pode ser aplicada para todas as condições meteorológicas possíveis daquela área, respeitando os limites de segurança.

7–265 Obtenha as seguintes informações sobre a usina de potência mais próxima à sua cidade: a potência líquida produzida; o tipo e a quantidade de combustível; a potência consumida pelas bombas, ventiladores e outros equipamentos auxiliares; as perdas pelos gases da chaminé, as temperaturas nos diversos locais e a taxa de rejeição de calor no condensador. Usando esses e outros dados relevantes, determine a taxa de geração de entropia nessa usina de potência.

7–266 Diagramas de estado entalpia-entropia (também conhecidos como *diagramas de Mollier*) são mais úteis do que diagramas de estado temperatura-entropia para a análise de alguns sistemas. Usando o EES (ou outro programa) e dados de propriedades reais, trace um diagrama de entalpia-entropia para a água que inclua as linhas de saturação. Além disso, esboce os processos isotérmico, isobárico e a volume constante nesse diagrama.

7–267 Uma quantidade fixa de gás deverá ser comprimida a partir de P_1, T_1 para P_2, T_1. Determina-se que isso seja feito mediante um processo politrópico associado com um processo de transferência de calor à pressão constante P_2. Determine o processo politrópico que minimiza a geração de entropia.

7–268 Quando um gás ideal é expandido de P_1 e T_1 para a pressão P_2 em um processo politrópico Pv^n = constante, para certos valores de n o calor tem de ser transferido, e para outros, deve ser rejeitado. Determine um critério para n quando o calor tem de ser transferido para o gás. Para os valores de n que requerem uma adição de calor, esse calor é fornecido por um reservatório de energia mantido a T_1. Qual valor de n minimizaria a geração de entropia nesse caso? Quando o calor deve ser rejeitado, ele vai para um reservatório de energia mantido a T_2. Qual valor de n minimizaria a geração de entropia nesse caso?

Capítulo

8

Exergia: uma Medida do Potencial de Trabalho

A consciência crescente de que os recursos energéticos do mundo são limitados tem levado muitos países a reexaminar suas políticas energéticas e a tomar medidas drásticas para eliminar o desperdício. A comunidade científica tem se interessado em examinar mais de perto os dispositivos de conversão de energia e desenvolver novas técnicas que permitam a melhor utilização dos limitados recursos existentes. A primeira lei da termodinâmica trata da *quantidade* de energia e afirma que a energia não pode ser criada nem destruída. Essa lei serve apenas como ferramenta necessária para a contabilização da energia durante um processo e não oferece desafios para o engenheiro. A segunda lei, porém, trata da *qualidade* da energia. Mais especificamente, ela diz respeito à degradação da energia durante um processo, à geração de entropia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho. Além disso, oferece muito espaço para aperfeiçoamento.

A segunda lei da termodinâmica provou ser uma ferramenta muito poderosa para a otimização de sistemas termodinâmicos complexos. Neste capítulo, examinamos o desempenho dos dispositivos de engenharia de acordo com a segunda lei da termodinâmica. Iniciamos nossa discussão com a apresentação da *exergia* (também chamada de *disponibilidade*), que é o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado e em um ambiente especificado, e continuamos com o *trabalho reversível,* que é o máximo de trabalho útil que pode ser obtido enquanto um sistema passa por um processo entre dois estados especificados. A seguir, discutimos a *irreversibilidade* (também chamada de *destruição da exergia* ou *trabalho perdido*), que é o potencial de trabalho desperdiçado durante um processo devido a irreversibilidades, e definimos uma *eficiência de segunda lei*. Em seguida, desenvolvemos a equação do *balanço de exergia* e a aplicamos aos sistemas fechados e aos volumes de controle.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Examinar o desempenho dos dispositivos de engenharia à luz da segunda lei da termodinâmica.
- Definir *exergia*, que é o máximo de trabalho útil que pode ser obtido do sistema em um determinado estado em um ambiente especificado.
- Definir *trabalho reversível*, que é o máximo de trabalho útil que pode ser obtido quando um sistema passa por um processo entre dois estados especificados.
- Definir a destruição da exergia, que é o potencial de trabalho desperdiçado durante um processo devido a irreversibilidades.
- Definir a *eficiência de segunda lei.*
- Desenvolver a equação do balanço de exergia.
- Aplicar o balanço de exergia a sistemas fechados e a volumes de controle.

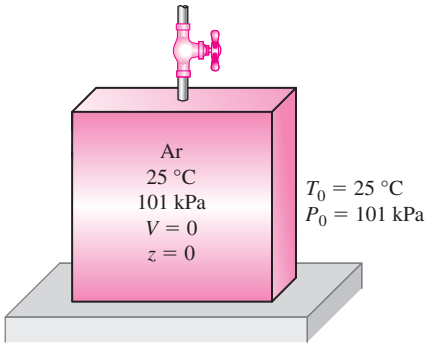


FIGURA 8–1 Um sistema que está em equilíbrio com seu ambiente está em estado morto.

8–1 EXERGIA: POTENCIAL DE TRABALHO DA ENERGIA

Quando uma nova fonte de energia é descoberta, como um poço geotérmico, por exemplo, a primeira coisa que os exploradores fazem é estimar a quantidade de energia contida na fonte. Entretanto, essas informações isoladas têm pouco valor para a decisão de construir uma usina de potência naquele local. O que precisamos realmente saber é o *potencial de trabalho* da fonte – ou seja, a quantidade de energia que podemos extrair como trabalho útil. O restante da energia será inevitavelmente rejeitado como energia indisponível e não merece nossa consideração. Assim, seria desejável dispor de uma propriedade que nos permitisse determinar o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um estado especificado. Essa propriedade é a *exergia,* que também é chamada de *disponibilidade* ou *energia disponível*.

O potencial de trabalho da energia contida em um sistema em um estado especificado nada mais é do que o máximo de trabalho útil que pode ser obtido do sistema. Você deve se lembrar de que o trabalho realizado durante um processo depende do estado inicial, do estado final e da trajetória do processo. Ou seja,

$$\text{Trabalho} = f\,(\text{estado inicial, trajetória do processo, estado final})$$

FIGURA 8–2 No estado morto, o potencial de trabalho útil (a exergia) de um sistema é zero.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

Em uma análise de exergia, o *estado inicial* é especificado e, portanto, não é uma variável. O trabalho realizado é maximizado quando o processo entre dois estados especificados é executado de *modo reversível*, como foi mostrado no Cap. 7. Portanto, todas as irreversibilidades são desprezadas na determinação do potencial de trabalho. Finalmente, o sistema deve estar no *estado morto* ao final do processo para maximizar o trabalho produzido.

Diz-se que um sistema está no **estado morto** quando ele está em equilíbrio termodinâmico com o ambiente (Fig. 8–1). No estado morto, um sistema está à temperatura e à pressão de seu ambiente (em equilíbrio térmico e mecânico); ele não tem energia cinética ou potencial com relação ao ambiente (velocidade zero e altura zero em relação a um nível de referência) e não reage com o ambiente (é quimicamente inerte). Da mesma forma, não existem tensões magnéticas, elétricas e de superfície desequilibradas entre o sistema e sua vizinhança, caso elas sejam relevantes para a situação. As propriedades de um sistema no estado morto são indicadas pelo subscrito zero, por exemplo, P_0, T_0, h_0, u_0, e s_0. A menos que seja especificado de outra maneira, a temperatura e a pressão no estado morto são consideradas como $T_0 = 25$ °C (77 °F) e $P_0 = 1$ atm (101.325 kPa ou 14,7 psia). Um sistema tem exergia zero no estado morto (Fig. 8–2).

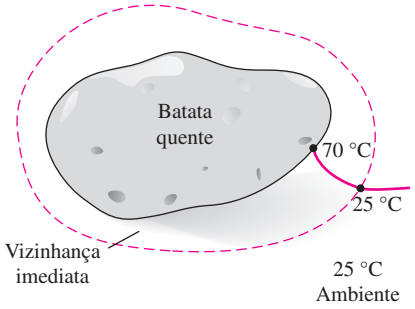


FIGURA 8–3 A vizinhança imediata de uma batata quente é simplesmente a região de ar próxima à batata em que existe um gradiente de temperatura.

Deve-se distinguir os conceitos de *vizinhança, vizinhança imediata* e *ambiente*. Por definição, **vizinhança** é tudo que está fora das fronteiras do sistema. A **vizinhança imediata** se refere à parte da vizinhança que é afetada pelo processo, e o **ambiente** refere-se à região além da vizinhança imediata cujas propriedades não são afetadas pelo processo em qualquer ponto. Assim, quaisquer irreversibilidades durante um processo ocorrem dentro do sistema e em sua vizinhança imediata, e o ambiente fica isento de irreversibilidades. Ao analisar o resfriamento de uma batata assada quente em uma sala a 25 °C, por exemplo, o ar quente que cerca a batata é a vizinhança imediata e a parte restante do ar da sala a 25 °C é o ambiente. Observe que a temperatura da vizinhança imediata varia da temperatura da batata na fronteira até a temperatura ambiente de 25 °C (Fig. 8–3).

O conceito de que um sistema deve ir para o estado morto ao final do processo para maximizar o trabalho realizado pode ser explicado da seguinte maneira: se a temperatura do sistema no estado final for maior que (ou menor que) a temperatura do ambiente no qual ele está, sempre podemos produzir trabalho adicional operando uma máquina térmica entre esses dois níveis de temperatura. Se a pressão final for maior que (ou menor que) a pressão do ambiente, ainda podemos obter trabalho deixando que o sistema se expanda até a pressão do ambiente. Se a velocidade final do sistema não for zero, podemos captar essa energia cinética extra com uma turbina e convertê-la em trabalho de eixo girante – e assim por diante. Nenhum trabalho pode ser produzido a partir de um sistema que está inicialmente no estado morto. A atmosfera ao nosso redor contém uma quantidade imensa de energia. Entretanto, a atmosfera está no estado morto, e a energia que ela contém não tem potencial de trabalho (Fig. 8–4).

Assim, concluímos que um *sistema fornece o máximo possível de trabalho ao passar por um processo reversível do estado inicial especificado para o estado de seu ambiente, ou seja, o estado morto*. Isso representa o *potencial de trabalho útil* do sistema no estado especificado e é chamado de **exergia**. É importante perceber que a exergia não representa a quantidade de trabalho que um dispositivo que produz trabalho realmente fornecerá após sua instalação. Em vez disso, ela representa o *limite superior da quantidade de trabalho que um dispositivo pode produzir sem violar nenhuma das leis da termodinâmica.* Sempre haverá uma diferença, grande ou pequena, entre a exergia e o trabalho real produzido por um dispositivo. Essa diferença representa o espaço que os engenheiros têm para introduzir aperfeiçoamentos.

Observe que a exergia de um sistema em um estado especificado depende das condições do ambiente (o estado morto) e também das propriedades do sistema. A exergia é uma propriedade da *combinação sistema-ambiente*, e não apenas do sistema. A alteração do ambiente é outra forma de aumentar a exergia, mas essa definitivamente não é uma alternativa fácil.

O termo *disponibilidade* foi popularizado nos Estados Unidos pela Escola de Engenharia do Instituto de Tecnologia de Massachussets (MIT) nos anos 1940. Hoje, um termo equivalente, a *exergia,* introduzida na Europa nos anos 1950, encontrou aceitação global – em parte por ser um nome mais curto e rimar com energia e entropia, além do fato de poder ser adaptado sem necessidade de tradução. Neste texto preferimos o termo *exergia*.

FIGURA 8–4 A atmosfera contém uma quantidade imensa de energia, mas nenhuma exergia.
© *Vol. 74/PhotoDisc/Getty RF.*

Exergia (potencial de trabalho) associada às energias cinética e potencial

A energia cinética é uma forma de *energia mecânica* e, por isso, pode ser convertida totalmente em trabalho. Portanto, o *potencial de trabalho* ou *exergia* da energia cinética de um sistema é igual à própria energia cinética, independentemente da temperatura e pressão do ambiente. Ou seja,

Exergia da energia cinética:
$$x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \qquad (kJ/kg) \qquad \textbf{(8–1)}$$

onde V é a velocidade do sistema em relação ao ambiente.

A energia potencial também é uma forma de *energia mecânica* e, por isso, pode ser convertida totalmente em trabalho. Portanto, a *exergia* da energia potencial de

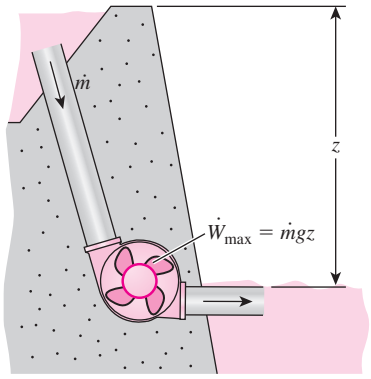


FIGURA 8–5 O *potencial de trabalho* ou *exergia* da energia potencial é igual à própria energia potencial.

um sistema é igual à própria energia potencial, independentemente da temperatura e pressão do ambiente (Fig. 8–5). Ou seja,

Exergia da energia potencial: $$x_{ep} = ep = gz \quad (kJ/kg) \qquad \textbf{(8–2)}$$

onde g é a aceleração gravitacional e z é a altura do sistema com relação a um ponto de referência no ambiente.

Portanto, as exergias das energias cinética e potencial são iguais a si mesmas, e estão totalmente disponíveis para serem convertidas em trabalho. Entretanto, a energia interna u e a entalpia h de um sistema não estão totalmente disponíveis para essa conversão, como será mostrado posteriormente.

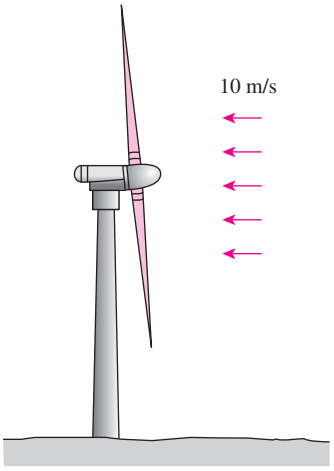


FIGURA 8–6 Esquema para o Exemplo 8–1.

EXEMPLO 8–1 Máxima geração de potência por uma turbina eólica

Uma turbina eólica com um rotor de 12 m de diâmetro, como mostra a Fig. 8–6, deve ser instalada em um local onde o vento sopra de forma constante à velocidade média de 10 m/s. Determine a potência máxima que pode ser gerada pela turbina eólica.

SOLUÇÃO Considera-se a instalação de uma turbina eólica em um dado local. A potência máxima que pode ser gerada pela turbina eólica deve ser determinada.

Hipótese O ar está nas condições padrão de 1 atm e 25 °C, portanto sua densidade é de 1,18 kg/m^3.

Análise O vento tem as mesmas propriedades do ar atmosférico estagnado, exceto por sua velocidade; portanto, tem uma certa quantidade de energia cinética. Esse ar atingirá o estado morto quando desacelerado até o completo repouso. Assim, a exergia do vento é apenas a energia cinética que ele possui:

$$ec = \frac{V^2}{2} = \frac{(10\ m/s)^2}{2}\left(\frac{1\ kJ/kg}{1.000\ m^2/s^2}\right) = 0{,}05\ kJ/kg$$

Ou seja, cada unidade de massa de ar que escoa a uma velocidade de 10 m/s tem um potencial de trabalho de 0,05 kJ/kg. Em outras palavras, uma turbina eólica perfeita paralisará totalmente o ar e capturará aqueles 0,05 kJ/kg de potencial de trabalho. Para determinarmos a potência máxima, precisamos saber a quantidade de ar que passa através do rotor da turbina eólica por unidade de tempo, ou seja, o fluxo de massa que é determinado por

$$\dot{m} = \rho AV = \rho\frac{\pi D^2}{4}V = (1{,}18\ kg/m^3)\frac{\pi(12\ m)^2}{4}(10\ m/s) = 1.335\ kg/s$$

Assim,

$$\text{Potência máxima} = \dot{m}(ec) = (1.335\ kg/s)(0{,}05\ kJ/kg) = \mathbf{66{,}8\ kW}$$

Essa é a potência máxima disponível para a turbina eólica. Considerando uma eficiência de conversão de 30%, uma turbina eólica real converterá 20,0 kW em eletricidade. Observe que o potencial de trabalho nesse caso é igual a toda a energia cinética do ar.

Discussão É preciso notar que embora toda a energia cinética do vento esteja disponível para produção de potência, a lei de Betz diz que a produção de potência de uma máquina eólica é máxima quando o vento é desacelerado até um terço de sua velocidade inicial. Portanto, para potência máxima (e custo mínimo por

potência instalada), a maior eficiência de uma turbina eólica é de cerca de 59%. Na prática, a eficiência real varia de 20 a 40%, e equivale a cerca de 35% em muitas turbinas eólicas.

A energia eólica é adequada para ser coletada quando há ventos estáveis com velocidade média de pelo menos 6 m/s (ou 13 mph). Aperfeiçoamentos recentes no projeto de turbinas eólicas fizeram com que o custo da energia eólica chegasse a US$ 0,05/kwh, um preço competitivo se comparado com os custos da eletricidade gerada a partir de outras fontes.

EXEMPLO 8–2 Transferência de exergia de um forno

Considere um forno de grande porte capaz de transferir calor a uma temperatura de 2.000 R a uma taxa constante de 3.000 Btu/s. Determine a taxa de exergia associada a essa transferência de calor. Considere uma temperatura ambiente de 77 °F.

SOLUÇÃO Calor é fornecido por um grande forno a uma temperatura especificada. A taxa de exergia deve ser determinada.

Análise O forno deste exemplo pode ser modelado como um reservatório térmico que fornece calor indefinidamente a uma temperatura constante. A exergia dessa energia sob a forma de calor é seu potencial de trabalho útil, ou seja, a máxima quantidade possível de trabalho que pode ser extraída dela. Isso corresponde à quantidade de trabalho que uma máquina térmica reversível que opera entre o forno e o ambiente pode produzir.

A eficiência térmica dessa máquina térmica reversível é

$$\eta_{t,\,max} = \eta_{t,\,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{537\ \text{R}}{2.000\ \text{R}} = 0{,}732\ (\text{ou } 73{,}2\%)$$

Ou seja, uma máquina térmica pode converter em trabalho, na melhor das hipóteses, 73,2% do calor recebido desse forno. Assim, a exergia desse forno é equivalente à potência produzida pela máquina térmica reversível:

$$\dot{W}_{max} = \dot{W}_{rev} = \eta_{t,\,rev}\ \dot{Q}_{ent} = (0{,}732)(3.000\ \text{Btu/s}) = \mathbf{2.196\ Btu/s}$$

Discussão Observe que 26,8% do calor transferido pelo forno não estão disponíveis para a realização de trabalho. A parte da energia que não pode ser convertida em trabalho é chamada de **energia indisponível** (Fig. 8–7). A energia indisponível é apenas a diferença entre a energia total de um sistema em um estado especificado e a exergia daquela energia.

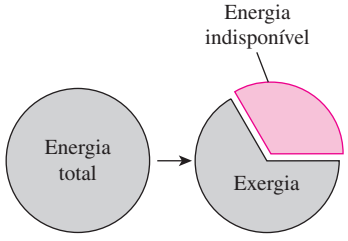


FIGURA 8–7 A energia indisponível é a parte da energia que não pode ser convertida em trabalho nem mesmo por uma máquina térmica reversível.

8–2 TRABALHO REVERSÍVEL E IRREVERSIBILIDADE

A propriedade exergia é uma ferramenta valiosa na determinação da qualidade da energia e na comparação dos potenciais de trabalho das diferentes fontes de energia ou sistemas. A avaliação isolada da exergia, porém, não é suficiente para o estudo dos dispositivos de engenharia que operam entre dois estados fixos. Isso acontece porque, ao avaliar a exergia, o estado final sempre é considerado o *estado morto*, o que dificilmente acontece nos sistemas reais de engenharia. As eficiências isentrópicas discutidas no Cap. 7 também têm uso limitado porque o estado de

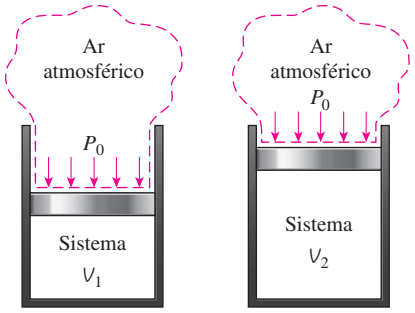


FIGURA 8–8 À medida que o sistema fechado se expande, algum trabalho precisa ser realizado para empurrar o ar atmosférico ao longo do caminho percorrido pelo pistão (W_{viz}).

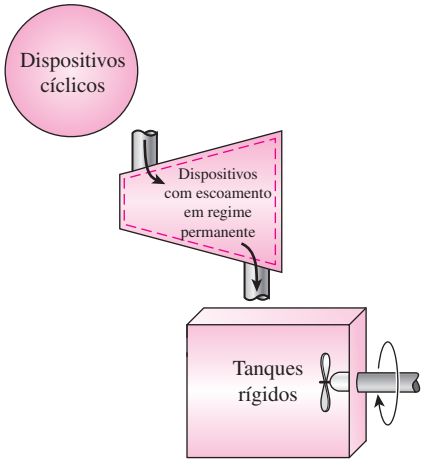
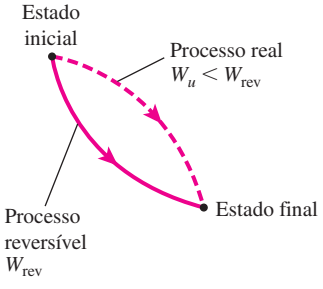


FIGURA 8–9 Para sistemas com volume constante, os trabalhos total real e útil são idênticos ($W_u = W$).



$$I = W_{rev} - W_u$$

FIGURA 8–10 A diferença entre o trabalho reversível e o trabalho útil real é a irreversibilidade.

saída do processo modelo (isentrópico) não é o mesmo que o estado real de saída, e são limitadas a processos adiabáticos.

Nesta seção, descreveremos duas quantidades que estão relacionadas aos reais estados inicial e final dos processos, e que são ferramentas valiosas para a análise termodinâmica de componentes ou sistemas. Essas duas quantidades são o *trabalho reversível* e a *irreversibilidade* (ou *destruição da exergia*). Mas primeiro vamos examinar o **trabalho de vizinhança**, que é o trabalho realizado pela ou contra a vizinhança durante um processo.

O trabalho realizado pelos dispositivos que produzem trabalho nem sempre está em uma forma totalmente utilizável. Por exemplo, quando o gás de um arranjo pistão-cilindro se expande, parte do trabalho realizado pelo gás é utilizado para deslocar o ar atmosférico sobre o pistão (Fig. 8–8). Esse trabalho, que não pode ser recuperado e utilizado com qualquer propósito útil, é igual à pressão atmosférica P_0 vezes a variação de volume do sistema,

$$W_{viz} = P_0(V_2 - V_1) \qquad \textbf{(8–3)}$$

A diferença entre o trabalho real W e o trabalho de vizinhança W_{viz} é chamado de **trabalho útil** W_u:

$$W_u = W - W_{viz} = W - P_0(V_2 - V_1) \qquad \textbf{(8–4)}$$

Quando um sistema está se expandindo e realizando trabalho, parte do trabalho realizado é utilizado para superar a pressão atmosférica, e portanto W_{viz} representa uma perda. Quando um sistema é comprimido, a pressão atmosférica ajuda o processo de compressão, e então W_{viz} representa um ganho. Observe que o trabalho realizado pela ou contra a pressão atmosférica só tem significado para os sistemas cujo volume varia durante o processo (ou seja, os sistemas que envolvem trabalho de fronteira móvel). Ele não tem significado para os dispositivos e sistemas cíclicos cujas fronteiras permanecem fixas durante um processo como os tanques rígidos e os dispositivos com escoamento em regime permanente (turbinas, compressores, bocais, trocadores de calor, etc.), como mostra a Fig. 8–9.

Trabalho reversível W_{rev} é definido como a *quantidade máxima de trabalho útil que pode ser produzida (ou o trabalho mínimo que precisa ser fornecido) à medida que um sistema passa por um processo entre os estados inicial e final especificados.* Esse é o trabalho útil produzido (ou gasto) quando o processo entre os estados inicial e final é executado de forma totalmente reversível. Quando o estado final é o estado morto, o trabalho reversível é igual à exergia. Para os processos que consomem trabalho, o trabalho reversível representa a quantidade mínima de trabalho necessária para executar aquele processo. Por questões de conveniência de apresentação, em todo este capítulo o termo *trabalho* será usado para indicar tanto o trabalho quanto a potência.

Qualquer diferença entre o trabalho reversível W_{rev} e o trabalho útil W_u deve-se às irreversibilidades presentes durante o processo, e essa diferença é chamada de **irreversibilidade** I (Fig. 8–10). Ela é expressa como

$$I = W_{rev,\,sai} - W_{u,\,sai} \quad \text{ou} \quad I = W_{u,\,ent} - W_{rev,\,ent} \qquad \textbf{(8–5)}$$

A irreversibilidade é equivalente à *exergia destruída*, discutida na Seção 8–4. Para um processo totalmente reversível, os termos trabalho real e trabalho reversível são idênticos, e portanto a irreversibilidade é zero. Isso é esperado, uma vez que processos totalmente reversíveis não geram entropia. A irreversibilidade é uma *quantidade positiva* para todos os processos reais (irreversíveis), uma vez que

$W_{rev} \geq W_u$, para os dispositivos que produzem trabalho, e $W_{rev} \leq W_u$ para os dispositivos que consomem trabalho.

A irreversibilidade pode ser vista como um *potencial de trabalho desperdiçado* ou uma *oportunidade perdida* de realizar trabalho. Ela representa a energia que poderia ter sido convertida em trabalho, mas que não foi. Quanto menor for a irreversibilidade associada a um processo, maior será o trabalho produzido (ou menor será o trabalho consumido). O desempenho de um sistema pode ser aperfeiçoado minimizando a irreversibilidade a ele associada.

EXEMPLO 8–3 A taxa de irreversibilidade de uma máquina térmica

Uma máquina térmica recebe calor de uma fonte a 1.200 K a uma taxa de 500 kJ/s e rejeita calor para um meio a 300 K (Fig. 8–11). A potência produzida pela máquina térmica é de 180 kW. Determine a potência reversível e a taxa de irreversibilidade desse processo.

SOLUÇÃO A operação de uma máquina térmica é considerada. A potência reversível e a taxa de irreversibilidade associada a essa operação devem ser determinadas.

Análise A potência reversível para esse processo é a potência que uma máquina térmica (como uma máquina térmica de Carnot, por exemplo) produziria caso operasse entre os mesmos limites de temperatura, e é determinada como

$$\dot{W}_{rev} = \eta_{t,\,rev}\,\dot{Q}_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidouro}}{T_{fonte}}\right)\dot{Q}_{ent} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1.200\ \text{K}}\right)(500\ \text{kW}) = \mathbf{375\ kW}$$

Essa é a máxima potência que pode ser produzida por uma máquina térmica que opera entre os limites de temperatura da fonte e do sumidouro e recebe calor à taxa especificada. Isso também representaria a *potência disponível* se 300 K fosse a temperatura mais baixa disponível para rejeição de calor.

A taxa de irreversibilidade é a diferença entre a potência reversível (potência máxima que poderia ser produzida) e a potência útil produzida:

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev,\,sai} - \dot{W}_{u,\,sai} = 375 - 180 = \mathbf{195\ kW}$$

Discussão Observe que um potencial de 195 kW de potência é desperdiçado durante esse processo devido a irreversibilidades. Note também que os 500 − 375 = 125 kW de calor rejeitado para o sumidouro não estão disponíveis para serem convertidos em trabalho e, assim, não fazem parte da irreversibilidade.

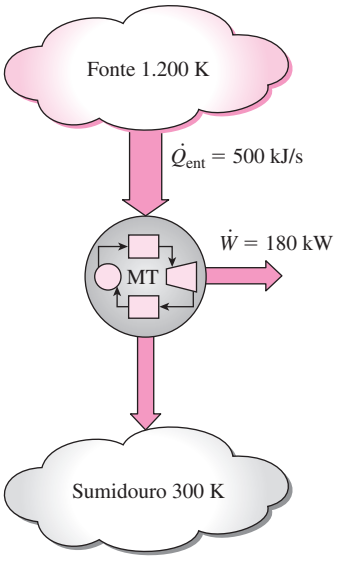


FIGURA 8–11 Esquema para o Exemplo 8–3.

EXEMPLO 8–4 Irreversibilidade durante o resfriamento de um bloco de ferro

Um bloco de ferro de 500 kg mostrado na Fig. 8–12 inicialmente está a 200 °C e é deixado esfriar até 27 °C pela transferência de calor para a vizinhança a 27 °C. Determine o trabalho reversível e a irreversibilidade desse processo.

SOLUÇÃO Um bloco de ferro quente esfria em contato com o ar. O trabalho reversível e a irreversibilidade associada a esse processo devem ser determinados.

Hipóteses **1** As energias cinética e potencial são desprezíveis. **2** O processo não envolve interações de trabalho.

(*continua*)

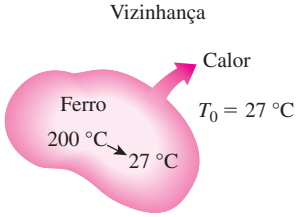


FIGURA 8–12 Esquema para o Exemplo 8–4.

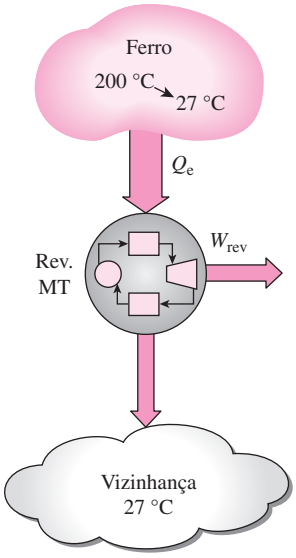


FIGURA 8–13 Um processo irreversível de transferência de calor pode ser transformado em reversível com o uso de uma máquina térmica reversível.

(continuação)

Análise Definimos o *bloco de ferro* como o sistema. Este é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira. Observamos que calor é perdido pelo sistema.

Provavelmente você está surpreso em ver que pedimos para encontrar o "trabalho reversível" de um processo que não envolve nenhuma interação de trabalho. Bem, mesmo que não se tente produzir trabalho durante esse processo, o potencial de realizar trabalho ainda existe, e o trabalho reversível é uma medida quantitativa desse potencial.

O trabalho reversível neste caso é determinado após considerar uma série de máquinas de calor reversíveis imaginárias que operam entre a fonte (a uma temperatura variável T) e o sumidouro (a uma temperatura constante T_0), como mostra a Fig. 8–13. Somando os trabalhos supostamente produzidos por esses dispositivos:

$$\delta W_{rev} = \eta_{t,\,rev}\,\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidouro}}{T_{fonte}}\right)\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

e

$$W_{rev} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

A temperatura da fonte T varia de $T_1 = 200\ °C = 473\ K$ até $T_0 = 27\ °C = 300\ K$ durante esse processo. Uma equação para a transferência de calor infinitesimal do bloco de ferro pode ser obtida da forma diferencial do balanço de energia aplicado ao bloco de ferro,

$$\underbrace{\delta E_{ent} - \delta E_{sai}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}}_{\substack{\text{Variações das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$-\delta Q_{sai} = dU = mc_{med}\,dT$$

Assim,

$$\delta Q_{ent,\,máquina\ térmica} = \delta Q_{sai,\,sistema} = -mc_{med}\,dT$$

uma vez que as transferências de calor do ferro e para a máquina térmica são iguais em magnitude e têm direções opostas. Substituindo e realizando a integração, o trabalho reversível pode ser determinado por

$$W_{rev} = \int_{T_1}^{T_0}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)(-mc_{med}dT) = mc_{med}(T_1 - T_0) - mc_{med}T_0\,\ln\frac{T_1}{T_0}$$

$$= (500\ kg)(0{,}45\ kJ/kg\cdot K)\left[(473 - 300)\ K - (300\ K)\ln\frac{473\ K}{300\ K}\right]$$

$$= \mathbf{8.191\ kJ}$$

onde o valor do calor específico é obtido da Tab. A–3. O primeiro termo da equação anterior [$Q = mc_{med}(T_1 - T_0) = 38.925\ kJ$] é a transferência total de calor do bloco de ferro para a máquina térmica. O trabalho reversível para esse problema é calculado como 8.191 kJ, o que significa que 8.191 (21%) dos 38.925 kJ de calor transferido do bloco de ferro para o ar ambiente *poderiam* ter sido convertidos em trabalho. Se a temperatura ambiente especificada (27 °C) for a mais baixa temperatura ambiente disponível, o trabalho reversível determinado na equação também representará a exergia, que é o potencial máximo de trabalho da energia sensível contida no bloco de ferro.

A irreversibilidade desse processo é determinada com base em sua definição,

$$I = W_{\text{rev}} - W_u = 8.191 - 0 = \mathbf{8.191\ kJ}$$

Discussão Observe que o trabalho reversível e a irreversibilidade (o potencial de trabalho desperdiçado) são iguais neste caso, uma vez que todo o potencial de trabalho é desperdiçado. A fonte de irreversibilidade desse processo é a transferência de calor com uma diferença finita de temperaturas.

EXEMPLO 8–5 Potencial de aquecimento de um bloco de ferro quente

O bloco de ferro discutido no Exemplo 8–4 deve ser usado para manter uma casa a 27 °C quando a temperatura externa for de 5 °C. Determine a quantidade máxima de calor que pode ser fornecida para a casa à medida que o bloco de ferro se esfria até 27 °C.

SOLUÇÃO O bloco de ferro agora é reconsiderado para o aquecimento de uma casa. A quantidade máxima de aquecimento que esse bloco pode fornecer deve ser determinada.

Análise Provavelmente a primeira ideia que nos vem à mente é levar o bloco de ferro para dentro da casa e deixá-lo esfriar para que se possa utilizar ao máximo a energia armazenada, como mostra a Fig. 8–14, transferindo sua energia sensível como calor para o ar interior (desde que isso tenha a aprovação do proprietário, é claro). O bloco de ferro pode continuar "perdendo" calor até que sua temperatura caia à temperatura interna de 27 °C, transferindo um total de 38.925 kJ de calor. Como utilizamos toda a energia do bloco de ferro disponível para aquecimento, sem perder um único joule, parece que temos uma operação 100% eficiente, e nada pode ser melhor do que isso, não é? Bem, não exatamente.

No Exemplo 8–4 determinamos que esse processo tem uma irreversibilidade de 8.191 kJ, e isso significa que as coisas não são tão "perfeitas" quanto parecem. Um processo "perfeito" é aquele que envolve irreversibilidade "zero". A irreversibilidade desse processo está associada à transferência de calor com uma diferença de temperatura finita que pode ser eliminada operando uma máquina térmica reversível entre o bloco de ferro e o ar interno. Essa máquina térmica produz 8.191 kJ de trabalho (como determina o Exemplo 8–4) e rejeita o restante de 38.925 − 8.191 = 30.734 kJ de calor para a casa. Agora conseguimos eliminar a irreversibilidade e ainda terminamos com 8.191 kJ de trabalho. O que podemos fazer com esse trabalho? Bem, na pior das hipóteses podemos convertê-lo em calor ao acionar uma roda de pás, por exemplo, criando uma quantidade igual de irreversibilidade. Ou então podemos fornecer esse trabalho para uma bomba de calor que transporta calor do exterior a 5 °C para o interior a 27 °C. Tal bomba de calor, se for reversível, tem um coeficiente de desempenho de

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278\ \text{K})/(300\ \text{K})} = 13{,}6$$

Ou seja, essa bomba de calor pode fornecer à casa 13,6 vezes a energia que consome como trabalho. Neste caso específico, ela consumirá 8.191 kJ de trabalho e fornecerá 8.191 × 13,6 = 111.398 kJ de calor para a casa. Assim, o bloco de ferro quente tem o potencial de fornecer

$$(30.734 + 111.398)\ \text{kJ} = 142.132\ \text{kJ} \cong \mathbf{142\ MJ}$$

(*continua*)

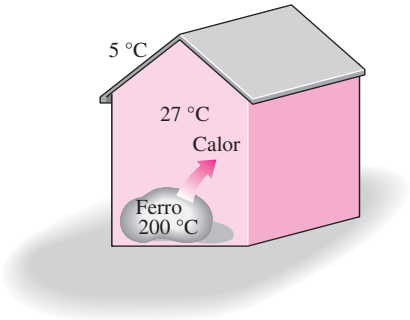


FIGURA 8–14 Esquema para o Exemplo 8–5.

(*continuação*)
de calor à casa. A irreversibilidade desse processo é zero, e isso é *o melhor* que podemos fazer sob as condições especificadas. Um argumento semelhante pode ser usado para o aquecimento elétrico de prédios residenciais ou comerciais.

Discussão Agora tente responder à seguinte pergunta: o que aconteceria se a máquina térmica fosse operada entre o bloco de ferro e o ar exterior em vez da casa, até que a temperatura do bloco de ferro caísse para 27 °C? A quantidade de calor fornecida para a casa ainda seria de 142 MJ? Aqui vai uma dica: os estados inicial e final em ambos os casos são iguais, e a irreversibilidade de ambos os casos é zero.

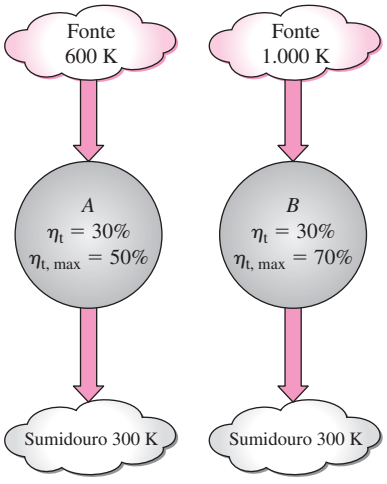


FIGURA 8–15 Duas máquinas térmicas que têm a mesma eficiência térmica, mas diferentes eficiências térmicas máximas.

8–3 EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI, η_{II}

No Cap. 6 definimos a *eficiência térmica* e o *coeficiente de performance* como medidas de desempenho de dispositivos. Eles são definidos com base apenas na primeira lei e também são chamados de *eficiências de primeira lei*. A eficiência de primeira lei, porém, não faz referência ao melhor desempenho possível e, portanto, pode ser enganosa.

Considere duas máquinas térmicas, ambas com eficiência térmica de 30%, como mostra a Fig. 8–15. Uma das máquinas (máquina *A*) é alimentada por uma fonte a 600 K e a outra (máquina *B*) por uma fonte a 1.000 K. Ambas as máquinas rejeitam calor para um meio a 300 K. À primeira vista, as duas máquinas parecem converter em trabalho a mesma fração de calor que recebem e, assim, têm um desempenho igualmente bom. Mas quando examinamos novamente essas máquinas à luz da segunda lei da termodinâmica, vemos um quadro totalmente diferente. Na melhor das hipóteses, essas máquinas poderiam ter o desempenho de máquinas reversíveis, e nesse caso suas eficiências seriam

$$\eta_{rev,\,A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300\ \text{K}}{600\ \text{K}} = 50\%$$

$$\eta_{rev,\,B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1.000\ \text{K}} = 70\%$$

Agora fica claro que a máquina *B* tem maior potencial de trabalho à sua disposição (70% do calor fornecido em comparação aos 50% da máquina *A*) e, portanto, poderia ter desempenho bem melhor do que a máquina *A*. Porém, podemos dizer que a máquina *B* tem um desempenho ruim em relação à máquina *A*, pois ambas têm a mesma eficiência térmica.

Esse exemplo deixa óbvio o fato de que apenas a eficiência de primeira lei não é uma medida de desempenho realista para os dispositivos de engenharia. Para superar essa deficiência, definimos uma **eficiência de segunda lei** η_{II} como a razão entre a eficiência térmica real e a mais alta eficiência térmica possível (reversível) sob as mesmas condições (Fig. 8–16):

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{\eta_{t,\,rev}} \qquad \text{(máquinas térmicas)} \qquad \textbf{(8–6)}$$

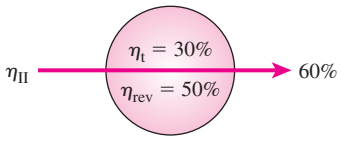


FIGURA 8–16 A eficiência de segunda lei é uma medida do desempenho de um dispositivo com relação ao seu desempenho sob condições reversíveis.

Baseando-se nessa definição, temos que as eficiências de segunda lei para as duas máquinas térmicas discutidas anteriormente são

$$\eta_{II,\,A} = \frac{0{,}30}{0{,}50} = 0{,}60 \quad \text{e} \quad \eta_{II,\,B} = \frac{0{,}30}{0{,}70} = 0{,}43$$

Ou seja, a máquina *A* converte 60% do potencial de trabalho disponível em trabalho útil. Essa relação é de apenas 43% para a máquina *B*.

A eficiência de segunda lei também pode ser expressa como a relação entre a produção de trabalho útil e a máxima produção de trabalho (reversível) possível:

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \qquad \text{(dispositivos que produzem trabalho)} \qquad \textbf{(8–7)}$$

Essa definição é mais geral, uma vez que pode ser aplicada aos processos (em turbinas, arranjos pistão-cilindro, etc.) e também aos ciclos. Observe que a eficiência de segunda lei não pode exceder os 100% (Fig. 8–17).

Também podemos definir a eficiência de segunda lei para dispositivos que consomem trabalho não cíclicos (como os compressores) e cíclicos (como os refrigeradores) como a razão entre o consumo mínimo de trabalho (reversível) e o consumo de trabalho útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \qquad \text{(dispositivos que consomem trabalho)} \qquad \textbf{(8–8)}$$

Para dispositivos cíclicos, como refrigeradores e bombas de calor, a eficiência de segunda lei também pode ser expressa em relação aos coeficientes de performance como

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} \qquad \text{(refrigeradores e bombas de calor)} \qquad \textbf{(8–9)}$$

Novamente, devido à forma como definimos a eficiência de segunda lei, seu valor não pode exceder 100%. Nas expressões anteriores, o trabalho reversível W_{rev} deve ser determinado usando os mesmos estados inicial e final do processo real.

As definições anteriores da eficiência de segunda lei não se aplicam aos dispositivos que não se destinam a produzir nem a consumir trabalho. Assim, precisamos de uma definição mais geral. Entretanto, existe uma certa controvérsia sobre uma definição geral da eficiência de segunda lei, e por isso, podem-se encontrar definições diferentes para o mesmo dispositivo. A eficiência de segunda lei deve servir como medida de aproximação para a operação reversível, e portanto seu valor deve variar desde zero, no pior caso (a destruição completa da exergia), até 1, no melhor caso (ou seja, nenhuma destruição da exergia). Tendo isso em mente, definimos a eficiência de segunda lei de um sistema durante um processo (Fig. 8–18) como

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia destruída}}{\text{Exergia fornecida}} \qquad \textbf{(8–10)}$$

Portanto, ao determinarmos a eficiência de segunda lei, a primeira coisa que precisamos fazer é determinar quanta exergia (ou potencial de trabalho) é consumida durante um processo. Em uma operação reversível, devemos poder recuperar totalmente a exergia fornecida durante o processo, e nesse caso a irreversibilidade deve ser zero. A eficiência de segunda lei é zero quando não recuperamos nenhuma parte da exergia fornecida ao sistema. Observe que a exergia pode ser fornecida ou recuperada em diversas quantidades e formas, como calor, trabalho, energia cinética, energia potencial, energia interna e entalpia. Às vezes, existem opiniões divergentes (embora válidas) sobre o que constitui exergia fornecida, e isso causa definições diferentes para a eficiência de segunda lei. Em todos os casos, porém, a soma da exergia recuperada e da exergia destruída (a irreversibilidade) deve ser igual à exergia fornecida. Da mesma forma, é necessário definir o sistema de forma precisa, para identificar corretamente todas as interações entre o sistema e sua vizinhança.

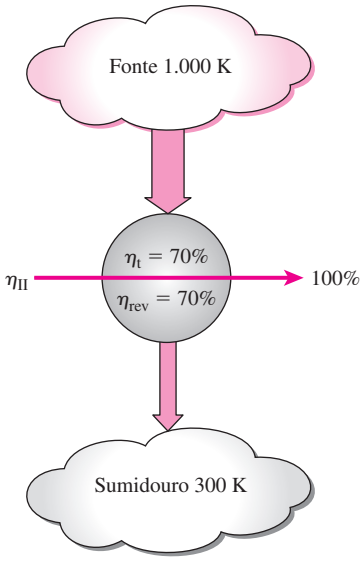


FIGURA 8–17 A eficiência de segunda lei é de 100% para todos os dispositivos reversíveis.

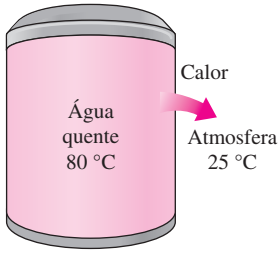


FIGURA 8–18 A eficiência de segunda lei dos processos que ocorrem naturalmente é zero se nada do potencial de trabalho for recuperado.

Para uma *máquina térmica*, a exergia fornecida é igual ao decréscimo da exergia do calor transferido para a máquina, que é a diferença entre a exergia do calor fornecido e a exergia do calor rejeitado. (A exergia do calor rejeitado à temperatura da vizinhança é zero.) A produção líquida de trabalho é a exergia recuperada.

Para um *refrigerador* ou *bomba de calor,* a exergia fornecida é o próprio trabalho consumido, uma vez que o trabalho fornecido a um dispositivo cíclico está totalmente disponível. A exergia recuperada é a exergia do calor transferido para o meio a alta temperatura (que é o trabalho reversível) por uma bomba de calor, e a exergia do calor retirado do meio a baixa temperatura para um refrigerador.

Para um trocador de calor com duas correntes de fluido não misturadas, normalmente a exergia fornecida é a diminuição da exergia da corrente de fluido à temperatura mais alta, e a exergia recuperada é o aumento da exergia da corrente de fluido à temperatura mais baixa. Isso é discutido com mais detalhes na Seção 8–8.

No *aquecimento a resistência elétrica*, a exergia fornecida é a energia elétrica consumida pela resistência do aquecedor a partir da rede elétrica. A exergia recuperada é a exergia contida no calor fornecido para a sala, que é igual ao trabalho que pode ser produzido por uma máquina de Carnot recebendo esse calor. Se o aquecedor mantém o aquecimento do espaço a uma temperatura constante T_H em uma vizinhança a T_0, a eficiência de segunda lei para o aquecedor elétrico é

$$\eta_{\text{II, aquecedor elétrico}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = \frac{\dot{X}_{\text{calor}}}{\dot{W}_{\text{eletr}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eletr}}(1 - T_0/T_H)}{\dot{W}_{\text{eletr}}} = 1 - \frac{T_0}{T_H} \qquad \textbf{(8–11)}$$

Observando-se que, a partir das considerações da primeira lei, $\dot{Q}_{\text{eletr}} = \dot{W}_{\text{eletr}}$. Observe que a eficiência de segunda lei para o aquecedor a resistência torna-se zero quando o aquecedor está ao ar livre (como acontece em um aquecedor radiante), e assim a exergia do calor fornecido ao ambiente não é recuperável.

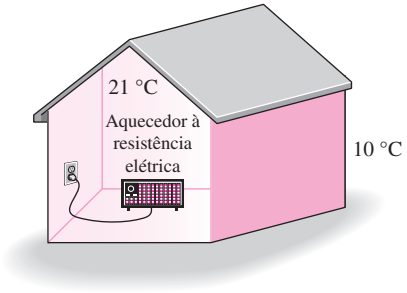


FIGURA 8–19 Esquema para o Exemplo 8–6.

EXEMPLO 8–6 Eficiência de segunda lei para aquecedores a resistência

Um distribuidor anuncia que acaba de receber uma remessa de aquecedores elétricos para prédios residenciais com eficiência de 100% (Fig. 8–19). Considerando uma temperatura interna de 21 °C e uma temperatura externa de 10 °C, determine a eficiência de segunda lei para esses aquecedores.

SOLUÇÃO Considera-se o uso de aquecedores elétricos a resistência em prédios residenciais. A eficiência de segunda lei desses aquecedores deve ser determinada.

Análise Obviamente, a eficiência à qual o distribuidor se refere é a eficiência de primeira lei, o que significa que para cada unidade de energia elétrica (trabalho) consumida, o aquecedor fornecerá à casa 1 unidade de energia (calor). Ou seja, o aquecedor anunciado tem um COP de 1.

Nas condições especificadas, uma bomba de calor reversível teria um coeficiente de desempenho de

$$\text{COP}_{\text{BC, rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (10 + 273\ \text{K})/(21 + 273\ \text{K})} = 26{,}7$$

Ou seja, ela forneceria à casa 26,7 unidades de calor (extraídas do ar frio externo) para cada unidade de energia elétrica consumida.

A eficiência de segunda lei desse aquecedor a resistência é

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} = \frac{1,0}{26,7} = \mathbf{0,037\ ou\ 3,7\%}$$

Isso não parece tão impressionante, e o distribuidor não ficará feliz ao ver esse valor. Considerando o alto preço da eletricidade, um consumidor provavelmente terá mais vantagem comprando um aquecedor a gás "menos" eficiente.

Discussão A eficiência de segunda lei para este aquecedor elétrico também pode ser determinado diretamente da Eq. 8–11,

$$\eta_{II,\ aquecedor\ elétrico} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{10 + 273\ K}{21 + 273\ K} = 0,037 \quad ou \quad 3,7\%$$

Portanto, se mudarmos a nossa mentalidade e decidirmos converter o calor novamente em eletricidade, o melhor que poderá ser obtido é 3,7%, o equivalente a dizer que 86,3% do calor nunca poderá ser convertido em energia elétrica.

8–4 VARIAÇÃO DA EXERGIA DE UM SISTEMA

A propriedade *exergia* é o potencial de trabalho de um sistema em um ambiente especificado e representa a máxima quantidade de trabalho útil que pode ser obtida à medida que o sistema tende ao equilíbrio com o ambiente. Ao contrário da energia, o valor da exergia depende do estado do ambiente e também do estado do sistema. Assim, a exergia é uma propriedade combinada. A exergia de um sistema em equilíbrio com seu ambiente é zero. O estado do ambiente é chamado de "estado morto", uma vez que sob o ponto de vista termodinâmico o sistema está praticamente "morto" (não pode realizar qualquer trabalho) quando atinge esse estado.

Nesta seção vamos limitar a discussão à **exergia termomecânica** e, portanto, desconsiderar qualquer mistura ou reação química. Dessa forma, um sistema nesse "estado morto restrito" está à temperatura e pressão do ambiente e não tem energia cinética ou potencial em relação ao ambiente. Entretanto, ele pode ter uma composição química diferente daquela do ambiente. A exergia associada a diferentes composições e reações químicas será discutida em capítulos posteriores.

A seguir, desenvolvemos as relações para as exergias e a variação da exergia de uma massa fixa e de um escoamento.

Exergia de uma massa fixa: exergia de um sistema fechado

Em geral, a energia interna consiste nas energias *sensível, latente, química* e *nuclear*. Entretanto, na ausência de reações químicas ou nucleares, as energias químicas e nucleares podem ser desprezadas e pode-se considerar que a energia interna consiste apenas nas energias sensível e latente que podem ser transferidas de ou para um sistema como *calor,* sempre que existir uma diferença de temperatura através da fronteira do sistema. A segunda lei da termodinâmica diz que o calor não pode ser convertido totalmente em trabalho, e por isso o potencial de trabalho da energia interna deve ser menor do que a própria energia interna. Mas menor em qual proporção?

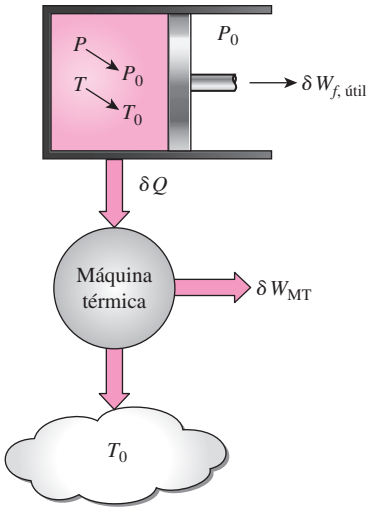


FIGURA 8–20 A *exergia* de uma certa quantidade de massa em um estado especificado é o trabalho útil que pode ser produzido à medida que a massa sofre um processo reversível até o estado do ambiente.

Para responder a essa pergunta, devemos considerar um sistema estacionário fechado em um estado especificado que sofre um processo *reversível* até o estado do ambiente (isto é, a temperatura e pressão finais do sistema devem ser T_0 e P_0, respectivamente). O trabalho útil produzido durante esse processo é a exergia do sistema em seu estado inicial (Fig. 8–20).

Considere um arranjo pistão-cilindro que contém um fluido de massa m à temperatura T e pressão P. O sistema (a massa dentro do cilindro) tem volume V, energia interna U e entropia S, e passa por uma variação diferencial de estado durante a qual seu volume se altera em uma quantidade diferencial dV e o calor é transferido na quantidade diferencial de δQ. Assumindo a direção das transferências de calor e trabalho como sendo *do* sistema (saídas de calor e trabalho), o balanço de energia do sistema durante esse processo diferencial pode ser expresso como

$$\underbrace{\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}} \qquad \textbf{(8–12)}$$

$$-\delta Q - \delta W = dU$$

uma vez que a única forma de energia que o sistema contém é a *energia interna,* e as únicas formas de transferência de energia que uma massa estacionária pode envolver são o calor e o trabalho. A única forma de trabalho que um sistema compressível simples pode envolver durante um processo reversível é o trabalho de fronteira, que é dado por $\delta W = P\,dV$ quando a direção do trabalho é considerada como sendo a partir do sistema (caso contrário, ela seria $-P\,dV$). A pressão P da expressão $P\,dV$ é a pressão absoluta, que é medida a partir do zero absoluto. Todo trabalho útil fornecido por um arranjo pistão-cilindro deve-se à pressão acima do nível atmosférico. Portanto,

$$\delta W = P\,dV = (P - P_0)\,dV + P_0\,dV = \delta W_{f,\,\text{útil}} + P_0\,dV \qquad \textbf{(8–13)}$$

Um processo reversível não pode envolver qualquer transferência de calor com diferença de temperatura finita, portanto toda transferência de calor entre o sistema à temperatura T e sua vizinhança à T_0 deve ocorrer através de uma máquina térmica reversível. Observando que $dS = \delta Q/T$ para um processo reversível, e que a eficiência térmica de uma máquina térmica reversível que opera entre as temperaturas T e T_0 é $\eta_t = 1 - T_0/T$, temos que o trabalho diferencial produzido por uma máquina como resultado dessa transferência de calor é

$$\delta W_{\text{MT}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T}\,\delta Q = \delta Q - (-T_0\,dS) \rightarrow$$

$$\delta Q = \delta W_{\text{MT}} - T_0\,dS \qquad \textbf{(8–14)}$$

Substituindo as expressões δW e δQ nas Eq. 8–13 e 8–14 na equação do balanço de energia (Eq. 8–12) e rearranjando, temos,

$$\delta W_{\text{total útil}} = \delta W_{\text{MT}} + \delta W_{f,\,\text{útil}} = -dU - P_0\,dV + T_0\,dS$$

Integrando do estado especificado (sem subscrito) até o estado morto (subscrito 0), obtemos

$$W_{\text{total útil}} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

onde $W_{\text{total útil}}$ é o trabalho útil total produzido enquanto o sistema passa por um processo reversível do estado especificado até o estado morto, que por definição

é a *exergia*. Em geral, um sistema fechado pode possuir energias cinética e potencial, e a energia total de um sistema fechado é igual à soma de suas energias interna, cinética e potencial. Observando que as energias cinética e potencial por si próprias são formas de exergia, a exergia de um sistema fechado de massa m é

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m\frac{V^2}{2} + mgz \qquad \textbf{(8–15)}$$

Em relação à unidade básica de massa, a **exergia ϕ de um sistema fechado ϕ** é expressa como

$$\begin{aligned}\phi &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(8–16)}\\ &= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)\end{aligned}$$

onde u_0, v_0, e s_0 são as propriedades do *sistema* avaliadas no estado morto. Observe que a exergia de um sistema é zero no estado morto uma vez que $e = e_0$, $v = v_0$ e $s = s_0$ naquele estado.

A variação da exergia de um sistema fechado durante um processo é simplesmente a diferença entre as exergias final e inicial do sistema,

$$\begin{aligned}\Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)\\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)\end{aligned} \qquad \textbf{(8–17)}$$

ou, em relação à unidade básica de massa

$$\begin{aligned}\Delta\phi &= \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\\ &= (e_2 - e_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1)\end{aligned} \qquad \textbf{(8–18)}$$

Nos sistemas fechados *estacionários*, os termos energia cinética e potencial são eliminados.

Quando as propriedades de um sistema não são uniformes, a exergia do sistema pode ser determinada pela integração de

$$X_{\text{sistema}} = \int \phi\,\delta m = \int_V \phi\rho\,dV \qquad \textbf{(8–19)}$$

onde V é o volume do sistema e ρ é a densidade.

Observe que a exergia é uma propriedade, e que o valor de uma propriedade não varia, a menos que o *estado* mude. Assim, a *variação da exergia* de um sistema é zero se o estado do sistema ou do ambiente não variar durante o processo. Por exemplo, a variação da exergia dos dispositivos com escoamento em regime permanente, como bocais, compressores, turbinas, bombas e trocadores de calor em determinado ambiente, é zero durante operação estável.

A exergia de um sistema fechado é *positiva* ou *zero*. Ela nunca é negativa. Até mesmo um meio a uma *baixa temperatura* ($T < T_0$) e/ou *baixa pressão* ($P < P_0$) contém exergia, uma vez que um meio frio pode servir como sumidouro de calor para uma máquina térmica que absorve calor do ambiente a T_0 e um espaço evacuado possibilita que a pressão atmosférica mova um pistão e realize trabalho útil (Fig. 8–21).

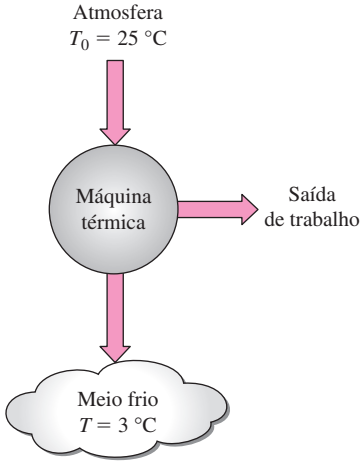


FIGURA 8–21 A *exergia* de um meio frio também é uma quantidade *positiva*, uma vez que é possível produzir trabalho transferindo calor para esse meio.

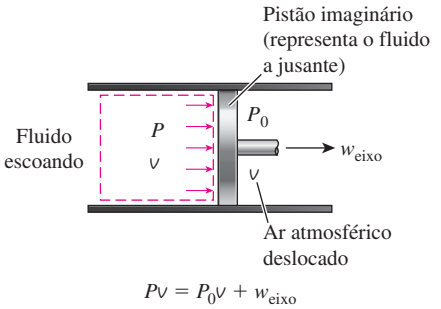


FIGURA 8–22 A *exergia* associada com a *energia de escoamento* é o trabalho útil que seria realizado por um pistão imaginário na seção transversal do escoamento.

Exergia de escoamento: fluxo de exergia

No Cap. 5 foi mostrado que o escoamento de um fluido apresenta uma forma adicional de energia, chamada de *energia de escoamento,* que é a energia necessária para manter o escoamento em um tubo ou duto. Essa energia foi expressa como $w_{\text{fluxo}} = Pv$, onde v é o volume específico do fluido, que é equivalente à *mudança de volume* de uma massa unitária do fluido à medida que ela é deslocada durante o escoamento. O trabalho de fluxo é essencialmente o trabalho de fronteira realizado por um fluido no fluido à jusante, e portanto a exergia associada ao trabalho de fluxo é equivalente à exergia associada ao trabalho de fronteira, que é o trabalho de fronteira menos o trabalho realizado contra o ar atmosférico a P_0 para deslocá-lo por um volume v (Fig. 8–22). Observando que o trabalho de fluxo é Pv e que o trabalho realizado contra o ar atmosférico é P_0v, a *exergia* associada com a energia de escoamento pode ser expressa por

$$x_{\text{fluxo}} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \qquad \textbf{(8–20)}$$

Portanto, a exergia associada com a energia de escoamento é obtida pela substituição da pressão P na expressão do trabalho de escoamento pela pressão que excede a pressão atmosférica $P - P_0$. Então, a exergia de um fluido escoando é determinada simplesmente pela adição da expressão anterior à Eq. 8–16 válida para um fluido que não está escoando,

$$\begin{aligned} x_{\text{fluido escoando}} &= x_{\text{fluido sem escoamento}} + x_{\text{fluxo}} \\ &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)v \\ &= (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \end{aligned}$$

(8–21)

A última expressão é chamada de **exergia de escoamento** e é indicada por ψ (Fig. 8–23).

$$\textit{Exergia de escoamento:} \qquad \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(8–22)}$$

Portanto, a *variação da exergia* de uma corrente de fluido ao passar por um processo do estado 1 para o estado 2 resulta

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(8–23)}$$

Em escoamentos com energias cinética e potencial desprezíveis, os termos energia cinética e potencial são eliminados.

Observe que a *variação da exergia* de um sistema fechado ou de um escoamento representa a *máxima* quantidade de trabalho útil que pode ser realizada (ou a *mínima* quantidade de trabalho útil que precisa ser fornecida se ela for negativa), quando o sistema passa do estado 1 para o estado 2 em um ambiente especificado, e representa o *trabalho reversível* W_{rev}. Ela não depende do tipo de processo que está sendo executado, nem do tipo de sistema usado ou da natureza das interações de energia com a vizinhança. Observe também que a exergia de um sistema fechado não pode ser negativa, mas a exergia de escoamento pode ser negativa a pressões abaixo da pressão do ambiente (P_0).

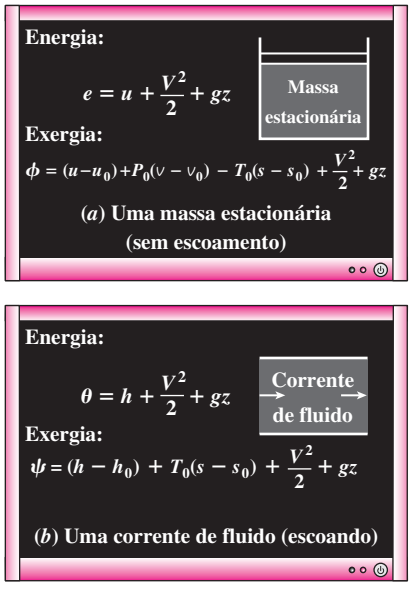

Energia:
e = u + V²/2 + gz
Massa
estacionária
Exergia:
ϕ = (u−u0)+P0(v − v0) − T0(s − s0) + V²/2 + gz
(a) Uma massa estacionária
(sem escoamento)
Energia:
θ = h + V²/2 + gz
Corrente
de fluido
Exergia:
ψ = (h − h0) + T0(s − s0) + V²/2 + gz
(b) Uma corrente de fluido (escoando)

FIGURA 8–23 O conteúdo de *energia* e de *exergia* de (*a*) uma massa estacionária e de (*b*) uma corrente de fluido.

EXEMPLO 8–7 Potencial de trabalho do ar comprimido em um tanque

Um tanque rígido de 200 m³ contém ar comprimido a 1 MPa e 300 K. Determine quanto trabalho pode ser obtido desse ar se as condições ambientes forem de 100 kPa e 300 K.

SOLUÇÃO O ar comprimido armazenado em um grande tanque é considerado. O potencial de trabalho desse ar deve ser determinado.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Definimos o ar do tanque rígido como o sistema (Fig. 8–24). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Aqui a questão é o potencial de trabalho de uma massa estacionária que por definição é a exergia de um fluido em repouso.

Considerando o estado do ar no tanque como o estado 1 e observando que $T_1 = T_0 = 300$ K, a massa do ar do tanque é

$$m_1 = \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{(1.000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{(0{,}287 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(300 \text{ K})} = 2.323 \text{ kg}$$

A quantidade de exergia do ar comprimido pode ser determinada a partir de

$$\begin{aligned} X_1 &= m\phi_1 \\ &= m\left[\cancel{(u_1 - u_0)}^{0} + P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0) + \cancel{\frac{V_1^2}{2}}^{0} + \cancel{gz_1}^{0} \right] \\ &= m[P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0)] \end{aligned}$$

Observamos que

$$P_0(v_1 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_1}{P_1} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) \qquad \text{(desde que } T_1 = T_0\text{)}$$

$$T_0(s_1 - s_0) = T_0\left(c_p \ln\frac{T_1}{T_0} - R\ln\frac{P_1}{P_0}\right) = -RT_0 \ln\frac{P_1}{P_0} \qquad \text{(desde que } T_1 = T_0\text{)}$$

Assim,

$$\begin{aligned} \phi_1 &= RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) + RT_0 \ln\frac{P_1}{P_0} = RT_0\left(\ln\frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1\right) \\ &= (0{,}287 \text{ kJ/kg·K})(300 \text{ K})\left(\ln\frac{1.000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} + \frac{100 \text{ kPa}}{1.000 \text{ kPa}} - 1\right) \\ &= 120{,}76 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

e

$$X_1 = m_1\phi_1 = (2.323 \text{ kg})(120{,}76 \text{ kJ/kg}) = 280.525 \text{ kJ} \cong \mathbf{281 \text{ MJ}}$$

Discussão O potencial de trabalho do sistema é de 281 MJ, e assim um máximo de 281 MJ de trabalho útil pode ser obtido do ar comprimido armazenado no tanque no ambiente especificado.

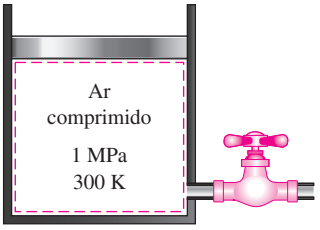


FIGURA 8–24 Esquema para o Exemplo 8–7.

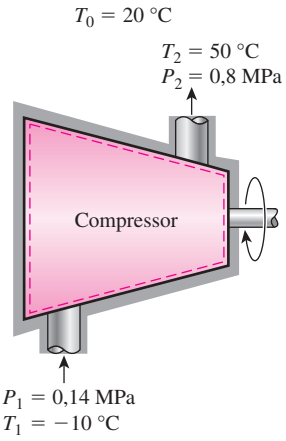


FIGURA 8–25 Esquema para o Exemplo 8–8.

EXEMPLO 8–8 Variação da exergia durante um processo de compressão

Refrigerante-134a deve ser comprimido em regime permanente de 0,14 MPa e −10 °C até 0,8 MPa e 50 °C por um dado compressor. Considerando as condições ambientes como 20 °C e 95 kPa, determine a variação da exergia do refrigerante durante esse processo e o consumo mínimo de trabalho de compressão por unidade de massa de refrigerante.

SOLUÇÃO O refrigerante-134a está sendo comprimido de um estado de entrada até um estado de saída, ambos especificados. A variação da exergia do refrigerante e o trabalho mínimo de compressão por unidade de massa devem ser determinados.

Hipóteses **1** A operação ocorre em regime permanente. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Definimos o *compressor* como o sistema (Fig. 8–25). Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Aqui a questão é a variação da exergia de um fluido em escoamento, que é a variação da exergia de escoamento ψ.

As propriedades do refrigerante para os estados de entrada e saída são

$$\textit{Estado de entrada:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 0{,}14\ \text{MPa} \\ T_1 = -10\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 246{,}36\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 0{,}9724\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix}$$

$$\textit{Estado de saída:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 0{,}8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_2 = 286{,}69\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 0{,}9802\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix}$$

A variação da exergia do refrigerante durante esse processo de compressão é determinada diretamente da Eq. 8–23 como

$$\begin{aligned} \Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - \cancel{V_1^2}^{\,0}}{2} + g(z_2 - \cancel{z_1}^{\,0}) \\ &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (286{,}69 - 246{,}36)\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[(0{,}9802 - 0{,}9724)\text{kJ/kg·K}] \\ &= \mathbf{38{,}0\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Assim, a exergia do refrigerante aumenta em 38,0 kJ/kg durante a compressão.

A variação da exergia de um sistema em um ambiente especificado representa o trabalho reversível naquele ambiente, que é o consumo mínimo de trabalho para os dispositivos que consomem trabalho (como os compressores). Dessa forma, o aumento da exergia do refrigerante é igual ao trabalho mínimo que precisa ser fornecido ao compressor:

$$w_{\text{ent, min}} = \psi_2 - \psi_1 = \mathbf{38{,}0\ kJ/kg}$$

Discussão Observe que se o refrigerante comprimido a 0,8 MPa e 50 °C fosse expandido de forma reversível até 0,14 MPa e −10 °C em uma turbina no mesmo ambiente, seriam produzidos 38,0 kJ/kg de trabalho.

8–5 TRANSFERÊNCIA DE EXERGIA POR CALOR, TRABALHO E FLUXO DE MASSA

A exergia, assim como a energia, pode ser transferida para ou de um sistema de três formas: *calor, trabalho* e *fluxo de massa.* A transferência de exergia é identificada na fronteira do sistema quando a exergia a atravessa, e representa a exergia ganha ou perdida por um sistema durante um processo. As duas únicas formas de

interações de exergia associadas a uma massa fixa ou aos sistemas fechados são a *transferência de calor* e a *realização de trabalho*.

Exergia por transferência de calor, *Q*

Vimos no Cap. 6 que o potencial de trabalho da energia transferida de uma fonte de calor à temperatura T é o trabalho máximo que pode ser obtido daquela energia em um ambiente à temperatura T_0, e equivale ao trabalho produzido por uma máquina térmica de Carnot que opera entre a fonte e o ambiente. Portanto, a eficiência de Carnot $\eta_C = 1 - T_0/T$ representa a fração da energia de uma fonte de calor à temperatura T que pode ser convertida em trabalho (Fig. 8–26). Por exemplo, apenas 70% da energia transferida de uma fonte de calor a $T = 1.000$ K pode ser convertida em trabalho em um ambiente a $T_0 = 300$ K.

Calor é uma forma de energia desorganizada, e portanto apenas parte dele pode ser convertida em trabalho, que é uma forma de energia organizada (a segunda lei). Sempre podemos produzir trabalho por meio do calor a uma temperatura acima da temperatura ambiente, transferindo-o para uma máquina térmica que rejeita parte do calor para o ambiente. Assim, a transferência de calor sempre é acompanhada pela transferência de exergia. A transferência de calor Q em um local à temperatura termodinâmica T sempre é acompanhada pela *transferência de exergia* X_{calor} na quantidade de

Transferência de exergia por calor:

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(8–24)}$$

Essa expressão determina a transferência de exergia que acompanha a transferência de calor Q quando T é maior ou menor do que T_0. Quando $T > T_0$, a transferência de calor para um sistema aumenta a exergia daquele sistema e a transferência de calor do sistema a diminui; quando $T < T_0$, ocorre o contrário. Nesse caso, Q é o calor rejeitado para o sistema frio (o calor indisponível), e não deve ser confundido com o calor fornecido pelo ambiente a T_0. A exergia transferida com o calor é zero quando $T = T_0$ no ponto de transferência.

Talvez você esteja se perguntando o que acontece quando $T < T_0$. Ou seja, e se tivermos um meio que está a uma temperatura mais baixa do que a temperatura ambiente? Nesse caso, é concebível operar uma máquina térmica entre o ambiente e o meio "frio", e daí conclui-se que um meio frio oferece a oportunidade de produzir trabalho. Entretanto, dessa vez o ambiente serve como a fonte de calor e o meio frio como o sumidouro de calor. Assim, a expressão anterior dá o negativo da transferência de exergia associada ao calor Q transferido para o meio frio. Por exemplo, para $T = 100$ K e uma transferência de calor $Q = 1$ kJ para o meio, a Eq. 8–24 resulta em $X_{\text{calor}} = (1 - 300/100)(1\text{ kJ}) = -2$ kJ, o que significa que a exergia do meio frio diminui em 2 kJ. Isso também significa que essa exergia pode ser recuperada e que a combinação entre meio frio e ambiente tem o potencial de produzir 2 unidades de trabalho para cada unidade de calor rejeitada para o meio frio a 100 K. Ou seja, uma máquina térmica de Carnot que opera em $T_0 = 300$ K e $T = 100$ K produz 2 unidades de trabalho enquanto rejeita 1 unidade de calor para cada 3 unidades de calor que recebe do ambiente.

Quando $T > T_0$, as transferências de exergia e de calor estão na mesma direção. Ou seja, tanto o conteúdo de exergia quanto o de energia do meio para o qual o calor é transferido aumentam. Entretanto, quando $T < T_0$ (meio frio), as transferências de exergia e de calor têm direções opostas. Ou seja, a energia do meio frio aumenta como resultado da transferência de calor, mas sua exergia diminui. A exergia do meio frio finalmente torna-se zero quando sua temperatura atinge T_0.

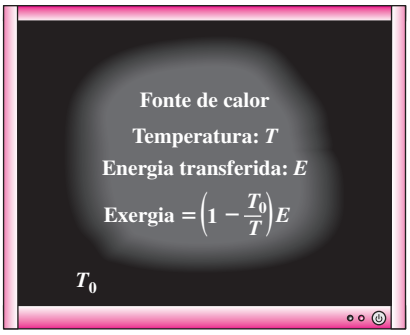


FIGURA 8–26 A eficiência de Carnot $\eta_C = 1 - T_0/T$ representa a fração da energia transferida de uma fonte de calor à temperatura T que pode ser convertida em trabalho em um ambiente que está à temperatura T_0.

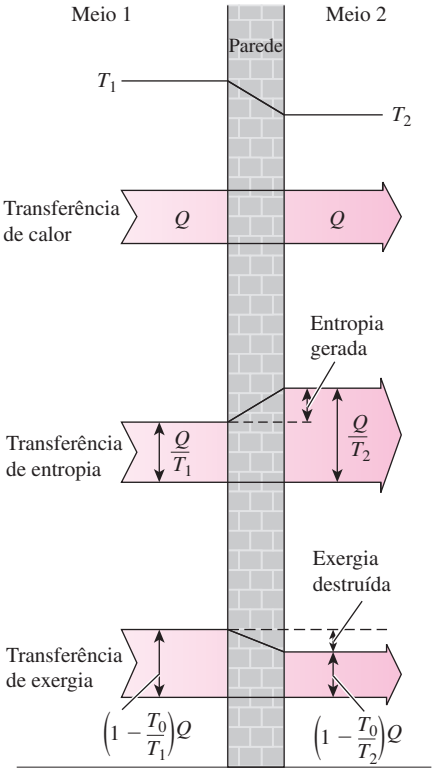


FIGURA 8–27 A transferência e a destruição da exergia durante um processo de transferência de calor com uma diferença de temperatura finita.

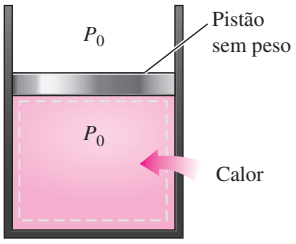


FIGURA 8–28 Não há transferência de trabalho útil associada ao trabalho de fronteira quando a pressão do sistema é mantida constante e igual à atmosférica.

A Eq. 8–24 também pode ser vista como a *exergia associada com a energia térmica Q* à temperatura *T*.

Quando a temperatura *T* do local onde a transferência de calor está ocorrendo não é constante, a transferência de exergia que acompanha a transferência de calor é determinada por integração como

$$X_{\text{calor}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \qquad \textbf{(8–25)}$$

Observe que a transferência de calor com uma diferença de temperatura finita é irreversível, e que isso resulta na geração de entropia. A geração de entropia sempre é acompanhada pela destruição da exergia, como ilustra a Fig. 8–27. Observe também que a *transferência de calor Q* em um local à temperatura *T* é sempre acompanhada pela *transferência de entropia* na quantidade de *Q*/*T* e pela *transferência de exergia* na quantidade de $(1 - T_0/T)Q$.

Transferência de exergia por trabalho, *W*

A exergia é o potencial de trabalho útil, e a transferência de exergia por trabalho pode ser simplesmente expressa como

Transferência de exergia por trabalho:

$$X_{\text{trabalho}} = \begin{cases} W - W_{\text{viz}} & \text{(para o trabalho de fronteira)} \\ W & \text{(para outras formas de trabalho)} \end{cases} \qquad \textbf{(8–26)}$$

onde $W_{\text{viz}} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 é a pressão atmosférica e V_1 e V_2 são os volumes inicial e final do sistema. Assim, a transferência de exergia por trabalho, como o trabalho de eixo e o trabalho elétrico, é igual ao próprio trabalho *W*. No caso de um sistema que envolve trabalho de fronteira, tal como um arranjo pistão-cilindro, o trabalho realizado para deslocar o ar atmosférico durante a expansão não pode ser transferido e, portanto, deve ser subtraído. Da mesma forma, durante um processo de compressão, parte do trabalho é realizada pelo ar atmosférico, e assim precisamos fornecer menos trabalho útil de uma fonte externa.

Para esclarecer mais esse assunto, considere um cilindro vertical com um pistão sem peso e sem atrito (Fig. 8–28). O cilindro está ocupado por um gás mantido à pressão atmosférica P_0 durante todo o tempo. Transfere-se calor para o sistema, e então o gás do cilindro se expande. Como resultado, o pistão se eleva e trabalho de fronteira é realizado. Entretanto, esse trabalho não pode ser usado para nenhuma finalidade útil, uma vez que ele é suficiente apenas para deslocar o ar atmosférico. (Se conectarmos o pistão a uma carga externa para extrair algum trabalho útil, a pressão do cilindro terá de aumentar acima de P_0 para vencer a resistência oferecida pela carga.) Quando o gás é resfriado, o pistão se move para baixo comprimindo o gás. Outra vez, nenhum trabalho é necessário de uma fonte externa para realizar esse processo de compressão. Assim, concluímos que o trabalho realizado pela ou contra a atmosfera não está disponível para nenhuma finalidade útil, e deve ser excluído do trabalho disponível.

Transferência de exergia por fluxo de massa, *m*

Massa contém *exergia*, assim como energia e entropia, e os conteúdos de exergia, energia e entropia de um sistema são proporcionais à massa. Da mesma forma, as taxas de transporte de exergia, entropia e energia para dentro ou fora de um sistema são proporcionais ao fluxo de massa. O fluxo de massa é um mecanismo para transportar exergia, entropia e energia para dentro ou fora de um sistema. Quando

uma quatidade m de massa entra ou sai de um sistema, exergia na quantidade $m\psi$, onde $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$, a acompanha. Ou seja,

Transferência de exergia pela massa: $$X_{\text{massa}} = m\psi \qquad \textbf{(8–27)}$$

Assim, a exergia de um sistema aumenta em $m\psi$ quando a massa na quantidade m entra, e diminui na mesma quantidade quando a mesma quantidade de massa no mesmo estado sai do sistema (Fig. 8–29).

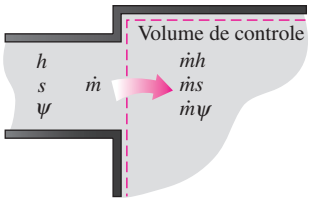


FIGURA 8–29 Massa contém energia, entropia e exergia, e por isso o fluxo de massa para ou de um sistema é acompanhado por transferência de energia, entropia e exergia.

O fluxo de exergia associado a uma corrente de fluido quando as propriedades do fluido são variáveis pode ser determinado pela integração de

$$\dot{X}_{\text{massa}} = \int_{A_c} \psi \rho V_n \, dA_c \quad \text{e} \quad X_{\text{massa}} = \int \psi \, \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{\text{massa}} \, dt \qquad \textbf{(8–28)}$$

onde A_c é a área da seção transversal do escoamento e V_n é a velocidade local normal a dA_c.

Observe que a transferência de exergia por calor X_{calor} é zero para os sistemas adiabáticos, e a transferência de exergia por fluxo de massa X_{massa} é zero para os sistemas que não envolvem fluxo de massa através de suas fronteiras (ou seja, os sistemas fechados). A transferência total de exergia é zero para os sistemas isolados, uma vez que eles não envolvem calor, trabalho ou fluxo de massa.

8–6 O PRINCÍPIO DA DIMINUIÇÃO DA EXERGIA E A DESTRUIÇÃO DA EXERGIA

No Cap. 2 apresentamos o *princípio de conservação da energia* e indicamos que a energia não pode ser criada ou destruída durante um processo. No Cap. 7 estabelecemos o *princípio do aumento da entropia*, que pode ser visto como um dos enunciados da segunda lei, e indicamos que a entropia pode ser criada, mas não pode ser destruída. Ou seja, a geração de entropia S_{ger} deve ser positiva (processos reais) ou zero (processos reversíveis), mas não pode ser negativa. Agora estamos para estabelecer um enunciado alternativo da segunda lei da termodinâmica, chamado de *princípio da diminuição da exergia,* que é o equivalente ao princípio do aumento da entropia.

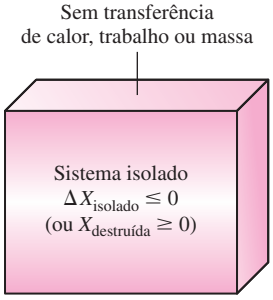


FIGURA 8–30 O sistema isolado considerado no desenvolvimento do princípio da diminuição da exergia.

Considere um *sistema isolado* mostrado na Fig. 8–30. Por definição, nenhum calor, trabalho ou massa pode cruzar as fronteiras de um sistema isolado, portanto nesse caso não há transferência de energia e entropia. Então, os balanços de *energia* e *entropia para* um sistema isolado podem ser expressos como

Balanço de energia: $$\overset{\nearrow 0}{E_{\text{ent}}} - \overset{\nearrow 0}{E_{\text{sai}}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow 0 = E_2 - E_1$$

Balanço de entropia: $$\overset{\nearrow 0}{S_{\text{ent}}} - \overset{\nearrow 0}{S_{\text{sai}}} + S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow S_{\text{ger}} = S_2 - S_1$$

Multiplicando a segunda relação por T_0 e subtraindo-a da primeira temos

$$-T_0 S_{\text{ger}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1) \qquad \textbf{(8–29)}$$

Da Eq. 8–17 temos

$$\begin{aligned} X_2 - X_1 &= (E_2 - E_1) + P_0(\overset{\nearrow 0}{V_2 - V_1}) - T_0(S_2 - S_1) \qquad \textbf{(8–30)} \\ &= (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned}$$

uma vez que $V_2 = V_1$ para um sistema isolado (que não pode envolver qualquer fronteira móvel e, consequentemente, qualquer trabalho de fronteira). Combinando as Eq. 8–29 e 8–30 temos

$$-T_0 S_{\text{ger}} = X_2 - X_1 \leq 0 \qquad \textbf{(8–31)}$$

uma vez que T_0 é a temperatura termodinâmica do ambiente e por conseguinte uma quantidade positiva, $S_{\text{ger}} \geq 0$ e, assim, $T_0 S_{\text{ger}} \geq 0$. Podemos então concluir que

$$\Delta X_{\text{isolado}} = (X_2 - X_1)_{\text{isolado}} \leq 0 \qquad \textbf{(8–32)}$$

Essa equação pode ser expressa como: *a exergia de um sistema isolado durante um processo sempre diminui ou* (*no caso-limite de um processo reversível*) *permanece constante*. Em outras palavras, ela *nunca* aumenta e a *exergia é destruída* durante um processo real. Isso é conhecido como o **princípio da diminuição da exergia**. Para um sistema isolado, a diminuição da exergia é igual à exergia destruída.

Destruição da exergia

Irreversibilidades tais como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com diferença finita de temperaturas, e/ou expansão não resistida sempre *geram entropia,* e tudo que gera entropia sempre *destrói exergia*. A exergia destruída é proporcional à entropia gerada, como pode ser visto na Eq. 8–31, e é expressa como

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} \geq 0 \qquad \textbf{(8–33)}$$

Observe que a exergia destruída é uma *quantidade positiva* para todo processo real e torna-se *zero* para um processo reversível. A exergia destruída representa o potencial de trabalho perdido e também é denominada de *irreversibilidade* ou *trabalho perdido*.

As Eqs. 8–32 e 8–33 para a diminuição da exergia e para a destruição da exergia são aplicáveis a *qualquer tipo de sistema* que passe por *qualquer tipo de processo*, uma vez que qualquer sistema e sua vizinhança podem ser envolvidos por uma fronteira arbitrária suficientemente grande através da qual não há transferência de calor, trabalho e fluxo de massa e, assim, qualquer sistema e sua vizinhança se transformam em um *sistema isolado*.

Nenhum processo real é verdadeiramente reversível, e alguma exergia é sempre destruída durante um processo. Portanto, a exergia do universo, que pode ser considerado um sistema isolado, está diminuindo continuamente. Quanto mais irreversível for um processo, maior será a destruição de exergia durante aquele processo. Nenhuma exergia é destruída durante um processo reversível ($X_{\text{destruída, rev}} = 0$).

O princípio da diminuição da exergia não significa que a exergia de um sistema não pode aumentar. A variação da exergia de um sistema *pode* ser positiva ou negativa durante um processo (Fig. 8–31), mas a exergia destruída não pode ser negativa. O princípio da diminuição da exergia pode ser resumido da seguinte maneira:

$$X_{\text{destruída}} \begin{cases} > 0 & \text{Processo irreversível} \\ = 0 & \text{Processo reversível} \\ < 0 & \text{Processo impossível} \end{cases} \qquad \textbf{(8–34)}$$

Essa relação funciona como um critério alternativo para determinar se um processo é reversível, irreversível ou impossível.

FIGURA 8–31 A variação da exergia de um sistema pode ser negativa, mas a destruição da exergia não.

8–7 BALANÇO DE EXERGIA: SISTEMAS FECHADOS

A natureza da exergia é oposta à da entropia, uma vez que a exergia pode ser *destruída,* mas não pode ser criada. Assim, a *variação da exergia* de um sistema durante um processo é menor do que a *transferência de exergia* por uma quantidade igual à *exergia destruída* durante o processo dentro da fronteira do sistema. Dessa forma, o *princípio da diminuição da exergia* (Fig. 8–32) pode ser expresso como

$$\left(\begin{array}{c}\text{Entrada}\\ \text{total de}\\ \text{exergia}\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Saída}\\ \text{total de}\\ \text{exergia}\end{array}\right) - \left(\begin{array}{c}\text{Destruição}\\ \text{total de}\\ \text{exergia}\end{array}\right) = \left(\begin{array}{c}\text{Variação total}\\ \text{da exergia do}\\ \text{sistema}\end{array}\right)$$

ou

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}} - X_{\text{destruída}} = \Delta X_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(8–35)}$$

Essa relação é chamada de **balanço de exergia** e pode ser enunciada como: *a variação da exergia de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a transferência líquida de exergia através das fronteiras do sistema e a exergia destruída dentro das fronteiras do sistema como resultado de irreversibilidades.*

Anteriormente, mencionamos que a exergia pode ser transferida de ou para um sistema por transferência de calor, trabalho e fluxo de massa. Assim, o balanço de exergia de *qualquer sistema* passando por *qualquer processo* pode ser expresso de forma mais explícita como

Geral:
$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação da}\\ \text{exergia}}} \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(8–36)}$$

ou, em **forma de taxa**, como

Geral, forma de taxa:
$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa líquida da exergia}\\ \text{transferida por calor,}\\ \text{trabalho e massa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Taxa de destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{da exergia}}} \quad \text{(kW)} \qquad \textbf{(8–37)}$$

onde as taxas de transferência de exergia por calor, trabalho e fluxo de massa são expressas por $\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$, $\dot{X}_{\text{trabalho}} = \dot{W}_{\text{útil}}$ e $\dot{X}_{\text{massa}} = \dot{m}\psi$, respectivamente. O balanço de exergia também pode ser expresso por unidade de massa como

Geral, por unidade de massa: $(x_{\text{ent}} - x_{\text{sai}}) - x_{\text{destruída}} = \Delta x_{\text{sistema}}$ (kJ/kg) **(8–38)**

onde todas as quantidades são expressas por unidade de massa do sistema. Observe que em um *processo reversível* o termo de destruição da exergia $X_{\text{destruída}}$ desaparece de todas as relações anteriores. Da mesma forma, em geral é mais conveniente encontrar a geração da entropia S_{ger} em primeiro lugar e, em seguida, avaliar a exergia destruída diretamente com a Eq. 8–33. Ou seja,

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} \quad \text{ou} \quad \dot{X}_{\text{destruída}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger}} \qquad \textbf{(8–39)}$$

Quando as condições do ambiente P_0 e T_0 e os estados inicial e final do sistema são especificados, a variação da exergia do sistema $\Delta X_{\text{sistema}} = X_2 - X_1$ pode ser determinada diretamente com a Eq. 8–17 independentemente de como o processo é executado. No entanto, a determinação da transferência de exergia por calor, trabalho e fluxo de massa exige o conhecimento dessas interações.

Um *sistema fechado* não envolve fluxo de massa e, portanto, nenhuma transferência de exergia associada ao fluxo de massa. Considerando que a direção

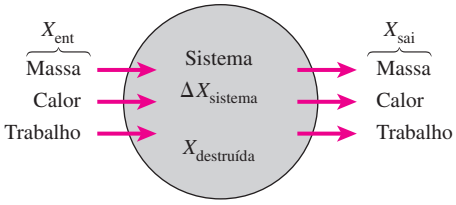
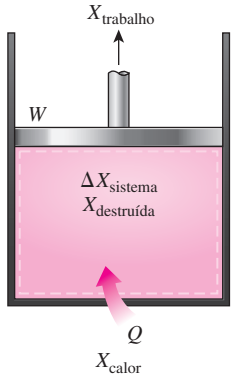


FIGURA 8–32 Mecanismos de transferência de exergia.



$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabalho}} - X_{\text{destruída}} = \Delta X_{\text{sistema}}$

FIGURA 8–33 Balanço de exergia de um sistema fechado quando considera-se que a transferência de calor é para o sistema e admite-se que o trabalho vem do sistema.

positiva para a transferência do calor é para o sistema, e a direção positiva do trabalho vem do sistema, o balanço de exergia de um sistema fechado pode ser expresso de forma mais clara por (Fig. 8–33)

$$\textit{Sistema fechado:} \qquad X_{\text{calor}} - X_{\text{trabalho}} - X_{\text{destruída}} = \Delta X_{\text{sistema}} \tag{8–40}$$

ou

$$\textit{Sistema fechado:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{ger}} = X_2 - X_1 \tag{8–41}$$

onde Q_k é a transferência de calor através da fronteira à temperatura T_k no local k. Dividindo a equação anterior pelo intervalo de tempo Δt e tomando o limite quando $\Delta t \to 0$ temos a *forma de taxa* do balanço de exergia para um sistema fechado,

$$\textit{Forma de taxa:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistema}}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{\text{ger}} = \frac{dX_{\text{sistema}}}{dt} \tag{8–42}$$

Observe que as relações anteriores para um sistema fechado são desenvolvidas considerando a transferência de calor para um sistema e o trabalho realizado pelo sistema como quantidades positivas. Portanto, a transferência de calor do sistema e o trabalho realizado no sistema devem ser considerados como quantidades negativas quando se usam essas relações.

As relações de balanço de exergia apresentadas podem ser usadas para determinar o *trabalho reversível* W_{rev} admitindo o termo de destruição de exergia igual a zero. Nesse caso, o trabalho W torna-se o trabalho reversível. Ou seja, $W = W_{\text{rev}}$ quando $X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} = 0$.

Observe que $X_{\text{destruída}}$ representa a exergia destruída apenas *dentro da fronteira do sistema*, e não a destruição de exergia que pode ocorrer fora da fronteira do sistema durante o processo, como resultado de irreversibilidades externas. Portanto, um processo para o qual $X_{\text{destruída}} = 0$ é *internamente reversível*, mas não necessariamente *totalmente* reversível. A exergia *total* destruída durante um processo pode ser determinada pela aplicação do balanço de exergia a um *sistema estendido* que inclui o próprio sistema e sua vizinhança imediata, no qual irreversibilidades externas possam estar ocorrendo (Fig. 8–34). Da mesma forma, a variação da exergia nesse caso é igual a soma das variações de exergia do sistema com a *variação da exergia* da vizinhança imediata. Observe que sob condições de regime permanente, o estado (e, portanto, a exergia da vizinhança imediata em qualquer ponto) não varia durante o processo, e a variação da exergia da vizinhança imediata é zero. Ao avaliar a transferência de exergia entre um sistema estendido e o ambiente, a temperatura da fronteira do sistema estendido é considerada simplesmente a temperatura ambiente T_0.

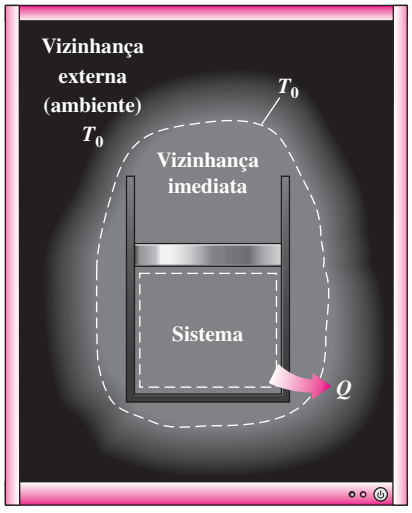


FIGURA 8–34 A exergia destruída fora das fronteiras de um sistema pode ser calculada fazendo-se o balanço de exergia em um sistema estendido que inclui o sistema e sua vizinhança imediata.

Para um *processo reversível,* a *geração de entropia* e, consequentemente, a destruição de exergia são iguais a *zero,* e a equação do balanço de exergia nesse caso torna-se análoga à equação do balanço de energia. Ou seja, a variação de exergia do sistema torna-se igual à transferência de exergia.

Observe que para *qualquer* processo a *variação de energia* de um sistema é igual à *transferência de energia*, mas a variação de *exergia* de um sistema é igual à *transferência de exergia* apenas em um processo *reversível.* A *quantidade* de energia sempre é preservada durante um processo real (a primeira lei), mas a *qualidade* deve diminuir (a segunda lei). Essa diminuição da qualidade sempre

é acompanhada por um aumento da entropia e por uma diminuição da exergia. Quando 10 kJ de calor são transferidos de um meio quente para um meio frio, por exemplo, ainda temos 10 kJ de energia ao final do processo, mas a uma temperatura mais baixa e, portanto, com menos qualidade e menos potencial de realizar trabalho.

EXEMPLO 8–9 Balanço geral de exergia de sistemas fechados

Considerando os balanços de energia e de entropia, obtenha a equação geral do balanço de exergia de um sistema fechado (Eq. 8–41).

SOLUÇÃO Utilizando-se das equações dos balanços de energia e de entropia, deve-se obter uma relação geral para o balanço de exergia de um sistema fechado.

Análise Consideramos um sistema geral fechado (uma massa fixa) que é livre para trocar calor e trabalho com sua vizinhança (Fig. 8–35). O sistema passa por um processo do estado 1 para o estado 2. Arbitrando que a direção positiva da transferência de calor é para o sistema, e que a direção positiva da transferência de trabalho vem do sistema, os balanços de energia e entropia desse sistema fechado podem ser expressos por

Balanço de energia:
$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow Q - W = E_2 - E_1$$

Balanço de entropia:
$$S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}} + S_{\text{ger}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{fronteira}} + S_{\text{ger}} = S_2 - S_1$$

Multiplicando a segunda relação por T_0 e subtraindo-a da primeira temos

$$Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{fronteira}} - W - T_0 S_{\text{ger}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1)$$

Entretanto, a transferência de calor para o processo 1-2 pode ser expressa como $Q = \int_1^2 \delta Q$, e a partir da Eq. 8–17, temos que o lado direito da equação anterior é $(X_2 - X_1) - P_0(V_2 - V_1)$. Assim,

$$\int_1^2 \delta Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{fronteira}} - W - T_0 S_{\text{ger}} = X_2 - X_1 - P_0(V_2 - V_1)$$

Denotando por T_f a temperatura de fronteira e rearranjando, temos

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{ger}} = X_2 - X_1 \qquad \textbf{(8–43)}$$

expressão equivalente à Eq. 8–41 para o balanço da exergia, exceto que a integração é substituída pelo somatório naquela equação por questões de conveniência. Isso finaliza a demonstração.

Discussão Observe que a equação do balanço de exergia anterior é obtida pela soma das equações do balanço de energia e entropia e, portanto, não é uma equação independente. Entretanto, pode ser usada no lugar do balanço de entropia como expressão alternativa da segunda lei na análise da exergia.

FIGURA 8–35 Sistema fechado genérico considerado no Exemplo 8–9.

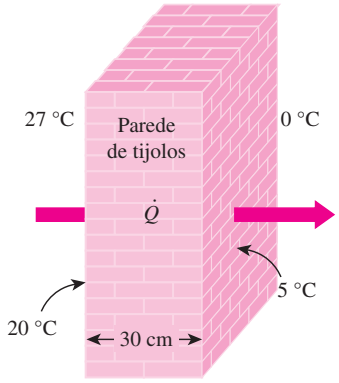


FIGURA 8–36 Esquema para o Exemplo 8–10.

EXEMPLO 8–10 Destruição de exergia durante a condução de calor

Considere a transferência de calor em regime permanente através da parede de tijolos de uma casa com 5 m × 6 m e espessura de 30 cm. Em um dia em que a temperatura externa é de 0 °C, a casa é mantida a 27 °C. As temperaturas das superfícies interna e externa da parede de tijolos são medidas como 20 °C e 5 °C, respectivamente, e a taxa de transferência de calor através da parede é de 1.035 W. Determine a taxa de destruição de exergia na parede, e a taxa total de destruição de exergia associada a esse processo de transferência de calor.

SOLUÇÃO A transferência de calor através de uma parede é considerada. Dadas a taxa de transferência de calor, as temperaturas da superfície da parede e as condições ambientes, a taxa de destruição de exergia dentro da parede e a taxa total de destruição de exergia devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O processo ocorre em regime permanente, portanto a taxa de transferência de calor através da parede não varia. **2** A variação da exergia da parede é zero durante esse processo, uma vez que o estado e, consequentemente, a exergia da parede não variam em nenhuma parte dela. **3** A transferência de calor através da parede é unidimensional.

Análise Em primeiro lugar tomamos a *parede* como o sistema (Fig. 8–36). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que o calor e a exergia estão entrando por um lado da parede e saindo pelo outro lado.

Aplicando a forma de taxa do balanço de exergia à parede temos

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa líquida da exergia transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Taxa de destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{da exergia}}} \overset{0 \text{ (regime estacionário)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{ent}} - \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{sai}} - \dot{X}_{\text{destruída}} = 0$$

$$(1.035 \text{ W})\left(1 - \frac{273 \text{ K}}{293 \text{ K}}\right) - (1.035 \text{ W})\left(1 - \frac{273 \text{ K}}{278 \text{ K}}\right) - \dot{X}_{\text{destruída}} = 0$$

Resolvendo a expressão anterior, a taxa de destruição de exergia na parede é

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = \mathbf{52{,}0 \text{ W}}$$

Observe que a transferência de exergia por calor em qualquer ponto é $(1 - T_0/T)Q$ naquele local, e a direção da transferência de exergia é igual à direção da transferência de calor.

Para determinarmos a taxa de destruição de exergia total durante esse processo de transferência de calor, estendemos o sistema para incluir as regiões de ambos os lados da parede que sofrem alguma variação na temperatura. Além disso, um lado da fronteira do sistema torna-se a temperatura ambiente, enquanto o outro lado torna-se a temperatura do exterior. O balanço de exergia desse *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata) é o mesmo que foi feito anteriormente, exceto pelas duas temperaturas de fronteira que agora são de 300 K e 273 K, em vez de 293 K e 278 K, respectivamente. Então, a taxa total de destruição de exergia resulta em

$$\dot{X}_{\text{destruída, total}} = (1.035 \text{ W})\left(1 - \frac{273 \text{ K}}{300 \text{ K}}\right) - (1.035 \text{ W})\left(1 - \frac{273 \text{ K}}{273 \text{ K}}\right) = \mathbf{93{,}2 \text{ W}}$$

A diferença entre as duas destruições de exergia é de 41,2 W e representa a exergia destruída nas camadas de ar em ambos os lados da parede. A destruição de exergia

neste caso é totalmente devida à transferência de calor irreversível envolvendo uma diferença finita de temperaturas.

Discussão Este problema foi resolvido no Cap. 7 para a geração de entropia. Poderíamos ter determinado a exergia destruída simplesmente multiplicando as gerações de entropia pela temperatura do ambiente $T_0 = 273$ K.

EXEMPLO 8–11 Destruição de exergia durante a expansão de vapor de água

Um arranjo pistão-cilindro contém 0,05 kg de vapor de água a 1 MPa e 300 °C. O vapor então se expande até o estado final de 200 kPa e 150 °C realizando trabalho. As perdas de calor do sistema para a vizinhança são estimadas como 2 kJ durante esse processo. Considerando a vizinhança estando a $T_0 = 25$ °C e $P_0 = 100$ kPa, determine (*a*) a exergia do vapor de água nos estados inicial e final, (*b*) a variação de exergia do vapor de água, (*c*) a exergia destruída e (*d*) a eficiência de segunda lei para o processo.

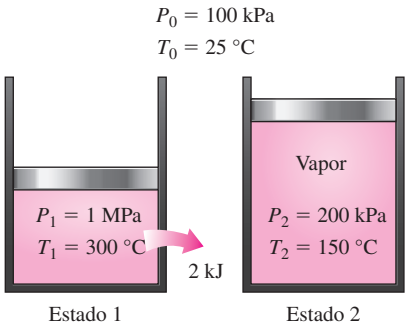


FIGURA 8–37 Esquema para o Exemplo 8–11.

SOLUÇÃO O vapor de água contido em um arranjo pistão-cilindro se expande para um estado especificado. As exergias do vapor de água nos estados inicial e final, a variação da exergia, a exergia destruída e a eficiência de segunda lei para esse processo devem ser determinadas.

Hipótese As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Definimos o *vapor de água* contido no cilindro como o sistema (Fig. 8–37). Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que o trabalho de fronteira é realizado pelo sistema, e que este perde calor durante o processo.

(*a*) Em primeiro lugar, determinamos as propriedades do vapor de água nos estados inicial e final, bem como o estado da vizinhança:

Estado 1: $P_1 = 1$ MPa, $T_1 = 300$ °C $\Rightarrow$ $u_1 = 2.793{,}7$ kJ/kg, $v_1 = 0{,}25799$ m³/kg, $s_1 = 7{,}1246$ kJ/kg·K (Tab. A–6)

Estado 2: $P_2 = 200$ kPa, $T_2 = 150$ °C $\Rightarrow$ $u_2 = 2.577{,}1$ kJ/kg, $v_2 = 0{,}95986$ m³/kg, $s_2 = 7{,}2810$ kJ/kg·K (Tab. A–6)

Estado morto: $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 25$ °C $\Rightarrow$ $u_0 \cong u_{l\,@\,25\,°C} = 104{,}83$ kJ/kg, $v_0 \cong v_{l\,@\,25\,°C} = 0{,}00103$ m³/kg, $s_0 \cong s_{l\,@\,25\,°C} = 0{,}3672$ kJ/kg·K (Tab. A–4)

As exergias do sistema no estado inicial X_1 e no estado final X_2 são determinadas pela Eq. 8–15 como

$$\begin{aligned} X_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0{,}05\ \text{kg})\{(2.793{,}7 - 104{,}83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7{,}1246 - 0{,}3672)\ \text{kJ/kg·K}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(0{,}25799 - 0{,}00103)\ \text{m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa·m}^3) \\ &= \mathbf{35{,}0\ kJ} \end{aligned}$$

(*continua*)

(*continuação*)

e

$$\begin{aligned} X_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0{,}05\ \text{kg})\{(2.577{,}1 - 104{,}83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7{,}2810 - 0{,}3672)\ \text{kJ/kg·K}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(0{,}95986 - 0{,}00103)\ \text{m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa·m}^3) \\ &= \mathbf{25{,}4\ kJ} \end{aligned}$$

Ou seja, o vapor de água tem inicialmente uma exergia de 35 kJ, que cai até 25,4 kJ ao final do processo. Em outras palavras, se o vapor pudesse passar por um processo reversível do estado inicial até o estado do ambiente, ele produziria 35 kJ de trabalho útil.

(*b*) A variação da exergia para um processo é simplesmente a diferença entre as exergias dos estados inicial e final do processo,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = 25{,}4 - 35{,}0 = \mathbf{-9{,}6\ kJ}$$

Ou seja, se o processo entre os estados 1 e 2 fosse executado de modo reversível, o sistema produziria 9,6 kJ de trabalho útil.

(*c*) A exergia total destruída durante esse processo pode ser determinada por meio do balanço de exergia aplicado ao *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata) cuja fronteira está à temperatura ambiente T_0 (de modo que nenhuma transferência de exergia acompanha a transferência de calor de ou para o ambiente),

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida por} \\ \text{calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Exergia} \\ \text{destruída}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação da} \\ \text{exergia}}}$$

$$-X_{\text{trabalho, sai}} - X_{\text{calor, sai}}^{\nearrow 0} - X_{\text{destruída}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruída}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{ sai}}$$

onde $W_{u,\text{ sai}}$ é o trabalho de fronteira útil produzido à medida que o sistema se expande. Escrevendo um balanço de energia para o sistema, o trabalho total de fronteira realizado durante esse processo é determinado por

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,} \\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$\begin{aligned} -Q_{\text{sai}} - W_{f,\text{ sai}} &= \Delta U \\ W_{f,\text{ sai}} &= -Q_{\text{sai}} - \Delta U = -Q_{\text{sai}} - m(u_2 - u_1) \\ &= -(2\ \text{kJ}) - (0{,}05\ \text{kg})(2.577{,}1 - 2.793{,}7)\ \text{kJ/kg} \\ &= 8{,}8\ \text{kJ} \end{aligned}$$

Esse é o trabalho de fronteira realizado pelo sistema, incluindo o trabalho realizado contra a atmosfera para deslocar o ar atmosférico durante o processo de expansão. O trabalho útil é a diferença entre os dois:

$$\begin{aligned} W_u &= W - W_{\text{viz}} = W_{f,\text{ sai}} - P_0(V_2 - V_1) = W_{f,\text{ sai}} - P_0 m(v_2 - v_1) \\ &= 8{,}8\ \text{kJ} - (100\ \text{kPa})(0{,}05\ \text{kg})[(0{,}9599 - 0{,}25799)\ \text{m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa·m}^3}\right) \\ &= 5{,}3\ \text{kJ} \end{aligned}$$

Substituindo, a exergia destruída é determinada por

$$X_{\text{destruída}} = X_1 - X_2 - W_{u,\,\text{sai}} = 35{,}0 - 25{,}4 - 5{,}3 = \mathbf{4{,}3\ kJ}$$

Ou seja, 4,3 kJ de potencial de trabalho são desperdiçados durante esse processo. Em outras palavras, mais 4,3 kJ de energia *poderiam ter sido* convertidos em trabalho durante esse processo, mas não foram.

A exergia destruída também poderia ter sido determinada de

$$\begin{aligned} X_{\text{destruída}} &= T_0 S_{\text{ger}} = T_0\left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{viz}}}{T_0}\right] \\ &= (298\ \text{K})\left\{(0{,}05\ \text{kg})[(7{,}2810 - 7{,}1246)\ \text{kJ/kg·K}] + \frac{2\ \text{kJ}}{298\ \text{K}}\right\} \\ &= 4{,}3\ \text{kJ} \end{aligned}$$

que é igual ao resultado obtido anteriormente.

(*d*) Observando que a diminuição da exergia do vapor de água é a exergia fornecida e que o trabalho útil é a exergia recuperada, a eficiência de segunda lei para esse processo pode ser determinada como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = \frac{W_u}{X_1 - X_2} = \frac{5{,}3}{35{,}0 - 25{,}4} = \mathbf{0{,}552\ ou\ 55{,}2\%}$$

Ou seja, 44,8% do potencial de trabalho do vapor de água é desperdiçado durante esse processo.

EXEMPLO 8–12 Exergia destruída durante a agitação de um gás

Um tanque isolado e rígido contém 2 lbm de ar a 20 psia e 70 °F. Uma roda de pás dentro do tanque, alimentada por uma fonte de energia externa, gira até que a temperatura no tanque atinge 130 °F (Fig. 8–38) Se a temperatura do ar externo ao tanque for $T_0 = 70$ °F, determine (*a*) a exergia destruída e (*b*) o trabalho reversível para este processo.

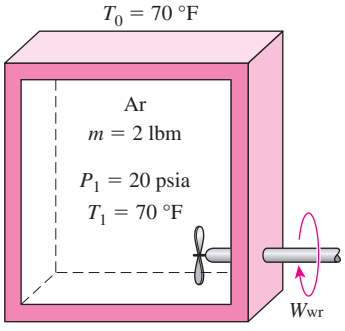


FIGURA 8–38 Esquema para o Exemplo 8–12.

SOLUÇÃO O ar em um tanque rígido adiabático é aquecido por meio de agitação por uma roda de pás. A exergia destruída e o trabalho reversível para este processo devem ser determinados.

Hipóteses **1** O ar sob condições atmosféricas pode ser tratado como um gás ideal com calor específico constante à temperatura ambiente. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** O volume do tanque rígido é constante, e portanto, não há trabalho de fronteira. **4** O tanque é muito bem isolado, e por isso não há transferência de calor.

Análise Tomamos o *ar* contido dentro do tanque como o sistema. Este é um *sistema fechado*, já que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observe que trabalho de eixo é realizado sobre o sistema.

(*a*) A exergia destruída durante o processo pode ser determinada do balanço de exergia, ou diretamente de $X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}}$. Utilizemos a segunda abordagem, uma vez

(*continua*)

(*continuação*)

que esse procedimento é geralmente mais fácil. Mas primeiro vamos determinar a entropia gerada a partir do balanço da entropia,

$$\underbrace{S_{ent} - S_{sai}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{S_{ger}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{sistema}}_{\substack{\text{Variação}\\ \text{da entropia}}}$$

$$0 + S_{ger} = \Delta S_{sistema} = m\left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\cancelto{0}{v_2}}{v_1}\right)$$

$$S_{ger} = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Fazendo $c_v = 0{,}172$ Btu/lbm·°F e substituindo, a exergia destruída torna-se

$$X_{destruída} = T_0 S_{ger} = T_0 mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (530\ \text{R})(2\ \text{lbm})(0{,}172\ \text{Btu/lbm·°F}) \ln \frac{590\ \text{R}}{530\ \text{R}}$$

$$= \mathbf{19{,}6\ Btu}$$

(*b*) O trabalho reversível, representando o trabalho mínimo de entrada $W_{rev,\,ent}$ neste caso, pode ser determinado do balanço de exergia admitindo a exergia destruída igual a zero,

$$\underbrace{X_{ent} - X_{sai}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{\cancelto{0\ \text{(reversível)}}{X_{destruída}}}_{\substack{\text{Destruição de}\\ \text{exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{sistema}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{exergia}}}$$

$$W_{rev,\,ent} = X_2 - X_1$$

$$= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^{\cancelto{0}{}} - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

desde que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ e $V_2 = V_1$. Observando que $T_0(S_2 = S_1) = T_0 \Delta S_{sistema} = 19{,}6$ Btu, o trabalho reversível torna-se

$$W_{rev,\,ent} = mc_v(T_2 - T_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (2\ \text{lbm})(0{,}172\ \text{Btu/lbm·°F})(130 - 70)°\text{F} - 19{,}6\ \text{Btu}$$

$$= (20{,}6 - 19{,}6)\ \text{Btu}$$

$$= \mathbf{1{,}0\ Btu}$$

Portanto, uma entrada de trabalho de apenas 1,0 Btu seria suficiente para realizar este processo (aumentar a temperatura do ar no tanque de 70 °F para 130 °F) se todas as irreversibilidades fossem eliminadas.

Discussão A solução está completa neste ponto. No entanto, para ganharmos algum *insight* físico, vamos definir um cenário para uma discussão. Primeiro, vamos determinar o trabalho real (o trabalho da roda de pás W_{wr}) realizado durante este processo. Aplicando o balanço de energia no sistema,

$$\underbrace{E_{ent} - E_{sai}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$W_{wr,\,ent} = \Delta U = 20{,}6\ \text{Btu} \qquad [\text{da parte } (b)]$$

desde que o sistema seja adiabático ($Q = 0$) e não envolva movimento de fronteiras ($W_f = 0$).

Para colocar a informação em perspectiva, 20,6 Btu de trabalho é consumido durante o processo, 19,6 Btu de exergia é destruída, e o trabalho de entrada reversível é 1,0 Btu. O que significa tudo isso? Simplesmente significa que poderíamos ter criado o mesmo efeito sobre o sistema fechado (aumentando sua temperatura para 130 °F a volume constante) consumindo apenas 1,0 Btu de trabalho em vez de 20,6 Btu e poupando 19,6 Btu que vai ser descartado. Isso poderia ser realizado por uma bomba de calor reversível.

Para provar o que acabamos de dizer, considere uma bomba de calor de Carnot que absorve calor do ambiente a $T_0 = 530$ R e o transfere para o ar no tanque rígido até que a sua temperatura T suba de 530 R para 590 R, como mostrado na Fig. 8–39. O sistema neste caso não envolve interações diretas de trabalho, e o calor fornecido ao sistema pode ser expresso na forma diferencial como

$$\delta Q_H = dU = mc_v\, dT$$

O coeficiente de performance da bomba de calor reversível é dado por

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{\text{liq, ent}}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

Assim,

$$\delta W_{\text{liq, ent}} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{\text{BC}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\, dT$$

Integrando, temos

$$\begin{aligned} W_{\text{liq, ent}} &= \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\, dT \\ &= mc_{v,\,\text{med}}(T_2 - T_1) - T_0 mc_{v,\,\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (20{,}6 - 19{,}6)\ \text{Btu} = 1{,}0\ \text{Btu} \end{aligned}$$

O primeiro termo do lado direito da expressão final anterior é reconhecido como ΔU, o segundo termo representa a exergia destruída, cujos valores foram determinados anteriormente. Substituindo esses valores, o trabalho total consumido pela bomba de calor é 1,0 Btu, provando nossa afirmação. Observe que ao sistema é fornecido 20,6 Btu de energia; tudo que fizemos no último caso foi substituir 19,6 Btu de trabalho valioso por uma quantidade "inútil" captada do ambiente.

Discussão Também é importante mencionar que a exergia do sistema como um resultado de 20,6 Btu do trabalho realizado pela roda de pás foi aumentada de 1,0 Btu apenas, ou seja, pela quantidade de trabalho reversível. Em outras palavras, se o sistema fosse retornado ao seu estado inicial, ele poderia produzir, no máximo, 1,0 Btu de trabalho.

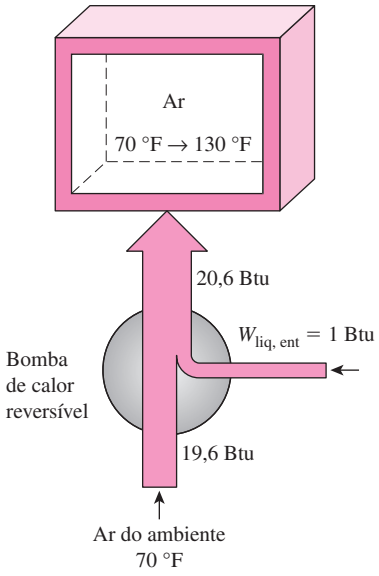


FIGURA 8–39 O mesmo efeito sobre o sistema pode ser realizado por uma bomba de calor reversível que consome apenas 1 Btu de trabalho.

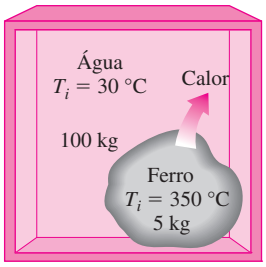


FIGURA 8–40 Esquema para o Exemplo 8–13.

EXEMPLO 8–13 Largando um bloco de ferro quente na água

Um bloco de ferro de 5 kg a uma temperatura inicial de 350 °C é mergulhado em um tanque isolado que contém 100 kg de água a 30 °C (Fig. 8–40). Considerando que a água que vaporiza durante o processo se condensa novamente no tanque e que a vizinhança está a 20 °C e 100 kPa, determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio, (*b*) a exergia do sistema combinado nos estados inicial e final e (*c*) o potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo.

SOLUÇÃO Um bloco de ferro quente é largado dentro de um tanque isolado com água. A temperatura final de equilíbrio, as exergias inicial e final e o potencial de trabalho desperdiçado devem ser determinados.

Hipóteses **1** Tanto a água como o bloco de ferro são substâncias incompressíveis. **2** É possível usar calores específicos constantes à temperatura ambiente para a água e para o ferro. **3** O sistema é estacionário e, assim, as variações das energias cinética e potencial são zero: $\Delta EC = \Delta EP = 0$. **4** Não há nenhum trabalho elétrico, de eixo ou qualquer outra forma de trabalho envolvida. **5** O sistema é bem isolado, e por isso não há qualquer transferência de calor.

Análise Adotamos todo o conteúdo do tanque, a *água* + o *bloco de ferro*, como o sistema. Esse é um *sistema fechado*, uma vez que nenhuma massa atravessa sua fronteira durante o processo. Observamos que o volume de um tanque rígido é constante, portanto não existe trabalho de fronteira.

(*a*) Observando que nenhuma energia entra ou sai do sistema durante o processo, a aplicação do balanço da energia resulta em

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação das energias interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

$$0 = \Delta U$$
$$0 = (\Delta U)_{\text{ferro}} + (\Delta U)_{\text{água}}$$
$$0 = [mc(T_l - T_i)]_{\text{ferro}} + [mc(T_l - T_i)]_{\text{água}}$$

Usando os valores do calor específico da água e do ferro à temperatura ambiente (Tab. A–3), a temperatura de equilíbrio final T_L torna-se

$$0 = (5\ \text{kg})(0{,}45\ \text{kJ/kg·°C})(T_l - 350\ °\text{C}) + (100\ \text{kg})(4{,}18\ \text{kJ/kg·°C})(T_l - 30\ °\text{C})$$

que resulta em

$$T_l = \mathbf{31{,}7\ °C}$$

(*b*) A exergia X é uma propriedade extensiva, e a exergia de um sistema composto em um estado especificado é a soma das exergias dos componentes daquele sistema naquele estado. Ela é determinada com a Eq. 8–15, que, para uma substância incompressível, se reduz a

$$X = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(\cancelto{0}{V - V_0}) = mc(T - T_0) - T_0 mc \ln\frac{T}{T_0} + 0 = mc\left(T - T_0 - T_0 \ln\frac{T}{T_0}\right)$$

onde T é a temperatura no estado especificado e T_0 é a temperatura da vizinhança.

No estado inicial,

$$X_{1,\text{ ferro}} = (5\text{ kg})(0{,}45\text{ kJ/kg·K})\left[(623 - 293)\text{ K} - (293\text{ K})\ln\frac{623\text{ K}}{293\text{ K}}\right]$$
$$= 245{,}2\text{ kJ}$$
$$X_{1,\text{ água}} = (100\text{ kg})(4{,}18\text{ kJ/kg·K})\left[(303 - 293)\text{ K} - (293\text{ K})\ln\frac{303\text{ K}}{293\text{ K}}\right]$$
$$= 69{,}8\text{ kJ}$$
$$X_{1,\text{ total}} = X_{1,\text{ ferro}} + X_{1,\text{ água}} = (245{,}2 + 69{,}8)\text{kJ} = \mathbf{315\text{ kJ}}$$

De forma similar, a exergia total no estado final é

$$X_{2,\text{ ferro}} = 0{,}5\text{ kJ}$$
$$X_{2,\text{ água}} = 95{,}1\text{ kJ}$$
$$X_{2,\text{ total}} = X_{2,\text{ ferro}} + X_{2,\text{ água}} = 0{,}5 + 95{,}1 = \mathbf{95{,}6\text{ kJ}}$$

Ou seja, a exergia do sistema combinado (água + ferro) diminuiu de 315 kJ para 95,6 kJ como resultado desse processo irreversível de transferência de calor.

(*c*) O potencial de trabalho desperdiçado é equivalente à exergia destruída, a qual pode ser determinada por $X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}}$ ou aplicando um balanço de exergia no sistema. A segunda abordagem é mais conveniente nesse caso, uma vez que as exergias inicial e final do sistema já foram avaliadas.

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação da}\\ \text{exergia}}}$$
$$0 - X_{\text{destruída}} = X_2 - X_1$$
$$X_{\text{destruída}} = X_1 - X_2 = 315 - 95{,}6 = \mathbf{219{,}4\text{ kJ}}$$

Discussão Observe que 219,4 kJ de trabalho poderiam ter sido produzidos à medida que o ferro esfriasse de 350 °C para 31,7 °C e a água aquecesse de 30 °C para 31,7 °C, mas isso não aconteceu.

EXEMPLO 8–14 Potencial de trabalho da transferência de calor entre dois tanques

Dois tanques com volume constante, cada um preenchido com 30 kg de ar, têm temperaturas de 900 K e 300 K (Fig. 8–41). Uma máquina térmica colocada entre os dois tanques extrai calor do tanque de alta temperatura, produz trabalho e rejeita calor no tanque de baixa temperatura. Determine o trabalho máximo que pode ser produzido pela máquina térmica e as temperaturas finais dos tanques. Admita que os calores específicos são constantes à temperatura ambiente.

SOLUÇÃO Uma máquina térmica opera entre dois tanques carregados com ar a diferentes temperaturas. O trabalho máximo que pode ser produzido e as temperaturas finais dos tanques devem ser determinados.

Hipótese O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente.

(*continua*)

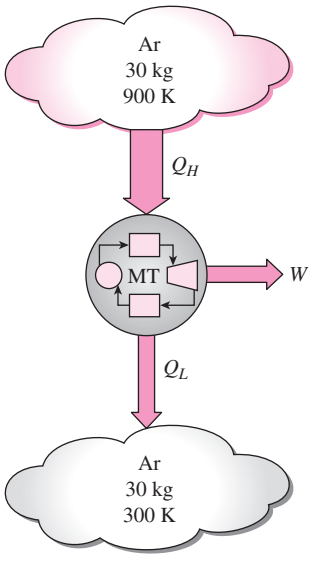


FIGURA 8–41 Esquema para o Exemplo 8–14.

(*continuação*)

Propriedades A constante do gás para o ar é 0,287 kPa·m3/kg·k (Tab. A–1). O calor específico do ar a volume constante para a temperatura ambiente é c_v = 0,718 kJ/kg·K (Tab. A–2*a*).

Análise Para a produção máxima de trabalho, o processo deve ser reversível e, consequentemente, a geração de entropia deve ser zero. Tomamos os dois tanques (a fonte e o sorvedouro de calor) e a máquina térmica como o sistema. Observando que o sistema não envolve transferência de calor e massa e que a variação de entropia para um dispositivo cíclico é zero, o balanço de entropia pode ser expresso como

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Entropia líquida transferida}\\ \text{por calor e massa}}} + \underbrace{\cancelto{0}{S_{\text{ger}}}}_{\substack{\text{Geração de}\\ \text{entropia}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação de}\\ \text{entropia}}}$$

$$0 + \cancelto{0}{S_{\text{ger}}} = \Delta S_{\text{tanque, fonte}} + \Delta S_{\text{tanque, sumidouro}} + \cancelto{0}{\Delta S_{\text{máquina térmica}}}$$

$$\Delta S_{\text{tanque, fonte}} + \Delta S_{\text{tanque, sumidouro}} = 0$$

$$\left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \cancelto{0}{\frac{V_2}{V_1}} \right)_{\text{fonte}} + \left(mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \cancelto{0}{\frac{V_2}{V_1}} \right)_{\text{sumidouro}} = 0$$

$$\ln \frac{T_2}{T_{1,A}} \frac{T_2}{T_{1,B}} = 0 \rightarrow T_2^2 = T_{1,A} T_{1,B}$$

onde $T_{1,A}$ e $T_{1,B}$ são as temperaturas iniciais da fonte e do sorvedouro, respectivamente, e T_2 é a temperatura comum final. Portanto, a temperatura final dos tanques para a produção máxima de energia é:

$$T_2 = \sqrt{T_{1,A} T_{1,B}} = \sqrt{(900\text{K})(300\text{K})} = \mathbf{519{,}6\,K}$$

O balanço de energia $E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ para a fonte e o sorvedouro podem ser expressos como:

Fonte:

$$-Q_{\text{fonte, sai}} = \Delta U = mc_v(T_2 - T_{1A}) \rightarrow Q_{\text{fonte, sai}} = mc_v(T_{1,A} - T_2)$$

$$Q_{\text{fonte, sai}} = mc_v(T_{1,A} - T_2) = (30\text{ kg})(0{,}718\text{ kJ/kg·K})(900 - 519{,}6)\text{K} = 8.193\text{ kJ}$$

Sumidouro:

$$Q_{\text{sumidouro, ent}} = mc_v(T_2 - T_{1,B}) = (30\text{ kg})(0{,}718\text{ kJ/kg·K})(519{,}6 - 300)\text{ K} = 4.731\text{ kJ}$$

Assim, o trabalho produzido torna-se

$$W_{\text{max, sai}} = Q_H - Q_L = Q_{\text{fonte, sai}} - Q_{\text{sumidouro, ent}} = 8.193 - 4.731 = \mathbf{3.463\,kJ}$$

Discussão Observe que 3.463 kJ dos 8.193 kJ do calor transferido da fonte podem ser convertidos em trabalho. Este resultado é o melhor possível. Isto corresponde a uma eficiência de primeira lei de 3.463/8.193 = 0,423 ou 42,3%, mas a eficiência de segunda lei é 100% desde que o processo não envolva geração de entropia e consequentemente não haja destruição da exergia.

8–8 BALANÇO DE EXERGIA: VOLUMES DE CONTROLE

As equações para o balanço de exergia dos volumes de controle diferem daquelas dos sistemas fechados, pois envolvem mais um mecanismo de transferência de exergia: fluxo *de massa através das fronteiras*. Como já dissemos, a massa possui exergia, bem como energia e entropia, e as quantidades dessas três propriedades extensivas são proporcionais à quantidade de massa (Fig. 8–42). Considerando a

direção positiva da transferência de calor para o sistema, e a direção positiva da realização de trabalho do sistema, as equações gerais do balanço de exergia (Eqs. 8–36 e 8–37) podem ser expressas para um volume de controle de forma mais explícita por

$$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabalho}} + X_{\text{massa, ent}} - X_{\text{massa, sai}} - X_{\text{destruída}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(8–44)}$$

ou

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sai}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruída}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \qquad \textbf{(8–45)}$$

Elas também podem ser expressas em **forma de taxa** por

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sai}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruída}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \qquad \textbf{(8–46)}$$

A equação do balanço de exergia anterior pode ser enunciada como: *a taxa de variação da exergia dentro do volume de controle durante um processo é igual à taxa líquida de transferência de exergia através das fronteiras do volume de controle por calor, trabalho e fluxo de massa menos a taxa de destruição da exergia dentro das fronteiras do volume de controle.*

Quando os estados inicial e final do volume de controle são especificados, a variação da exergia do volume de controle é $X_2 - X_1 = m_2\phi_2 - m_1\phi_1$.

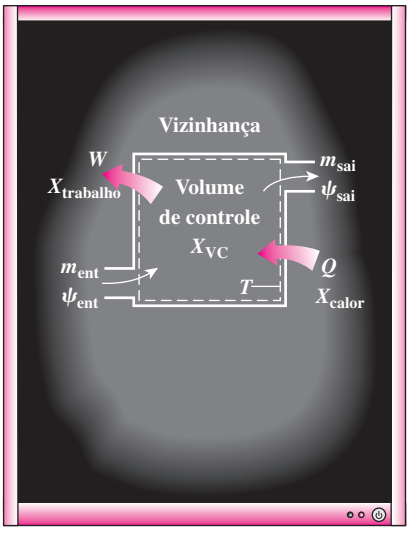


FIGURA 8–42 A exergia é transferida para dentro ou para fora de um volume de controle pelo fluxo de massa, assim como pela transferência de calor e realização de trabalho.

Balanço de exergia para sistemas com escoamento em regime permanente

A maioria dos volumes de controle encontrados em situações práticas, como turbinas, compressores, bocais, difusores, trocadores de calor, tubos e dutos operam em regime permanente e, portanto, não sofrem variações nas quantidades de massa, energia, entropia e exergia, assim como seus volumes. Portanto, $dV_{\text{VC}}/dt = 0$ e $dX_{\text{VC}}/dt = 0$ para tais sistemas, e a quantidade de exergia que entra em um sistema com escoamento em regime permanente sob todas as formas (calor, trabalho, fluxo de massa) deve ser igual à quantidade de exergia que sai mais a exergia destruída. Assim, a forma de taxa do balanço de exergia geral (Eq. 8–46) para um **processo com escoamento em regime permanente** fica reduzida a (Fig. 8–43)

Escoamento em regime permanente:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sai}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruída}} = 0 \qquad \textbf{(8–47)}$$

Para um dispositivo com escoamento em regime permanente de *corrente única* (uma entrada e uma saída), a equação anterior se reduz a

Corrente única:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{\text{destruída}} = 0 \qquad \textbf{(8–48)}$$

onde os subscritos 1 e 2 representam os estados de entrada e saída, $\dot{m}$ é o fluxo de massa e a variação da exergia da corrente é dada pela Eq. 8–23 como

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

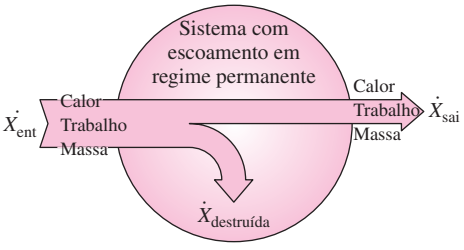


FIGURA 8–43 A transferência de exergia para um sistema com escoamento em regime permanente é igual à transferência de exergia desse sistema mais a destruição da exergia dentro do sistema.

Dividindo a Eq. 8–48 por $\dot{m}$ temos que o balanço de exergia por *unidade de massa* é

Por unidade de massa:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) q_k - w + (\psi_1 - \psi_2) - x_{\text{destruída}} = 0 \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(8–49)}$$

onde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ e $w = \dot{W}/\dot{m}$ são a transferência de calor e o trabalho realizado por unidade de massa do fluido de trabalho, respectivamente.

Para o caso de um dispositivo adiabático de corrente única sem interações de trabalho, a equação do balanço de exergia pode ser simplificada ainda mais para $\dot{X}_{\text{destruída}} = \dot{m}(\psi_1 = \psi_2)$, que indica que a exergia específica do fluido deve diminuir à medida que ele escoa através de um dispositivo adiabático sem trabalho ou permanecer igual ($\psi_2 = \psi_2$) no caso-limite de um processo reversível, independentemente de alterações nas outras propriedades do fluido.

Trabalho reversível, W_{rev}

As equações para o balanço de exergia apresentadas anteriormente podem ser usadas para determinar o trabalho reversível W_{rev}, admitindo a exergia destruída igual a zero. Nesse caso, o trabalho W torna-se o trabalho reversível. Ou seja,

Geral: $$W = W_{\text{rev}} \quad \text{quando } X_{\text{destruída}} = 0 \qquad \textbf{(8–50)}$$

Por exemplo, a partir da Eq. 8–48, a potência de um dispositivo de corrente única com escoamento em regime permanente é determinada como,

Corrente única: $$\dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(8–51)}$$

que para um dispositivo adiabático se reduz a

Corrente única, adiabática: $$\dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \qquad \textbf{(8–52)}$$

Observe que a exergia destruída é zero somente para processos reversíveis, e o trabalho reversível representa o máximo de trabalho produzido pelos dispositivos que produzem trabalho, como as turbinas, e o consumo mínimo de trabalho para os dispositivos que consomem trabalho, como os compressores.

Eficiência de segunda lei dos dispositivos com escoamento em regime permanente, η_{II}

A *eficiência de segunda lei* dos diversos dispositivos com escoamento em regime permanente pode ser determinada com base em sua definição geral, η_{II} = (Exergia recuperada)/(Exergia fornecida). Quando as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, a eficiência de segunda lei de uma *turbina adiabática* pode ser determinada por

$$\eta_{\text{II, turb}} = \frac{w_{\text{sai}}}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} = \frac{w_{\text{sai}}}{w_{\text{rev, sai}}} \quad \text{ou} \quad \eta_{\text{II, turb}} = 1 - \frac{T_0 s_{\text{ger}}}{\psi_1 - \psi_2} \qquad \textbf{(8–53)}$$

onde $s_{\text{ger}} = s_2 - s_1$. Para um *compressor adiabático* com energias cinética e potencial desprezíveis, a eficiência de segunda lei torna-se

$$\eta_{\text{II, comp}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{w_{\text{ent}}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} = \frac{w_{\text{ent, rev}}}{w_{\text{ent}}} \quad \text{ou} \quad \eta_{\text{II, comp}} = 1 - \frac{T_0 s_{\text{ger}}}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(8–54)}$$

onde novamente $s_{ger} = s_2 - s_1$. Observe que no caso da turbina, o recurso de exergia utilizado é o vapor, e a exergia fornecida é simplesmente o decréscimo da exergia do vapor. A exergia recuperada é o trabalho de eixo da turbina. No caso do compressor, o recurso de exergia é o trabalho mecânico, e a exergia fornecida é o trabalho consumido pelo compressor. A exergia recuperada nesse caso é o acréscimo da exergia do fluido comprimido.

Para um *trocador de calor adiabático* com duas correntes de fluido não misturadas (Fig. 8–44), a exergia fornecida é a diminuição da exergia da corrente quente, e a exergia recuperada é o aumento da exergia da corrente fria, desde que a corrente fria não esteja a uma temperatura mais baixa do que a vizinhança. Assim, a eficiência da segunda lei para o trocador de calor é

$$\eta_{II,\,TC} = \frac{\dot{m}_{frio}\,(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{ou} \quad \eta_{II,\,TC} = 1 - \frac{T_0\,\dot{S}_{ger}}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_2)} \qquad \textbf{(8–55)}$$

onde $\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{quente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frio}(s_4 - s_3)$. Você deve estar se perguntando o que acontece se o trocador de calor não for adiabático, ou seja, o que acontece se ele perder algum calor para sua vizinhança a T_0. Se a temperatura da fronteira (a superfície externa do trocador de calor) T_f for igual a T_0, a definição anterior ainda é válida (exceto pelo termo de geração de entropia que precisa ser modificado quando a segunda definição é usada). Entretanto, se $T_f > T_0$, então a exergia do calor perdido na fronteira deve ser incluída na exergia recuperada:

$$\eta_{II,\,TC} = \frac{\dot{m}_{frio}\,(\psi_4 - \psi_3) + \dot{Q}_{perdido}(1 - T_0/T_f)}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_2)} = 1 - \frac{T_0\dot{S}_{ger}}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_2)} \qquad \textbf{(8–56)}$$

onde T_f é a temperatura da fronteira do sistema que o calor perdido atravessa a uma taxa de $\dot{Q}_{perdido}$. Também, $\dot{S}_{ger} = \dot{m}_{quente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frio}(s_4 - s_3) + \dot{Q}_{perdido}/Tb$ neste caso.

Embora nenhuma tentativa de utilizar essa exergia associada com a perda de calor seja feita, deixando-se que ela seja destruída, o trocador de calor seja feita, deixando-se que não deve ser responsabilizado por essa destruição, que ocorre fora de suas fronteiras. Se estivermos interessados na exergia destruída durante o processo, e não apenas dentro das fronteiras do dispositivo, aí sim fará sentido considerar um *sistema estendido* que inclui a vizinhança imediata do dispositivo, para que as fronteiras do novo sistema ampliado fiquem a T_0. A eficiência de segunda lei para o sistema estendido reflete os efeitos das irreversibilidades que ocorrem dentro e imediatamente fora do dispositivo.

Uma situação interessante surge quando a temperatura da corrente fria permanece abaixo da temperatura da vizinhança todo o tempo. Na verdade, nesse caso a exergia da corrente fria diminui em vez de aumentar. Em tais casos é melhor definir a eficiência de segunda lei como a razão entre a soma das exergias das correntes na saída e a soma das exergias das correntes na entrada.

Para uma *câmara de mistura* adiabática onde vapor quente 1 é misturado a uma corrente fria 2, formando uma mistura 3, o recurso exergético é dado pela corrente quente. Assim, a exergia fornecida é dada pela diminuição da exergia do fluido quente, e a energia recuperada é dada pelo aumento da exergia do fluido frio. O estado 3 é o estado da mistura, portanto a eficiência de segunda lei para a câmara de mistura torna-se

$$\eta_{II,\,mis} = \frac{\dot{m}_{frio}\,(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_3)} \quad \text{ou} \quad \eta_{II,\,mis} = 1 - \frac{T_0\,\dot{S}_{ger}}{\dot{m}_{quente}(\psi_1 - \psi_3)} \qquad \textbf{(8–57)}$$

onde $\dot{S}_{ger} = (\dot{m}_{quente} + \dot{m}_{frio})s_3 - \dot{m}_{quente}\,s_1 - \dot{m}_{frio}\,s_2$.

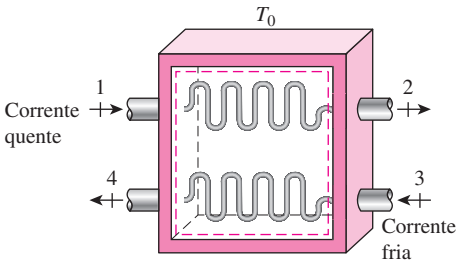


FIGURA 8–44 Um trocador de calor com duas correntes de fluido não misturadas.

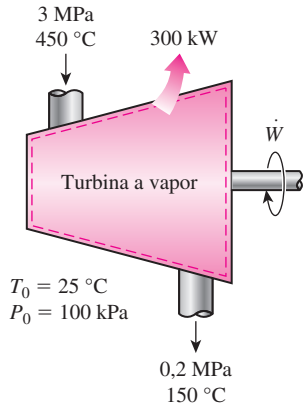


FIGURA 8–45 Esquema para o Exemplo 8–15.

EXEMPLO 8–15 Análise da segunda lei para uma turbina a vapor

Vapor de água entra em uma turbina a 3 MPa e 450 °C a uma vazão de 8 kg/s e sai a 0,2 MPa e 150 °C (Fig. 8–45). O vapor perde calor para o ar da vizinhança a 100 kPa e 25 °C a uma taxa de 300 kW, e as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis. Determine (*a*) a produção real de potência, (*b*) a máxima potência possível, (*c*) a eficiência de segunda lei, (*d*) a exergia destruída e (*e*) a exergia do vapor nas condições de entrada.

SOLUÇÃO É considerada uma turbina a vapor operando em regime permanente entre estados especificados de entrada e saída. As potências real e máxima, a eficiência de segunda lei, a exergia destruída e a exergia de entrada devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em qualquer ponto, e portanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$, e $\Delta X_{VC} = 0$. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Adotamos a *turbina* como o sistema. Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que existe apenas uma entrada e uma saída, portanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Sabemos também que o sistema perde calor para o ar da vizinhança e trabalho é realizado pelo sistema.

As propriedades do vapor de água nos estados de entrada e saída e o estado do ambiente são

$$\textit{Estado de entrada:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPa} \\ T_1 = 450\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3.344{,}9\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 7{,}0856\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

$$\textit{Estado de saída:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 0{,}2\ \text{MPa} \\ T_2 = 150\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_2 = 2.769{,}1\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 7{,}2810\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–6)}$$

$$\textit{Estado morto:}\quad \left.\begin{matrix} P_0 = 100\ \text{kPa} \\ T_0 = 25\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_0 \cong h_{l\,@\,25\,^\circ\text{C}} = 104{,}83\ \text{kJ/kg} \\ s_0 \cong s_{l\,@\,25\,^\circ\text{C}} = 0{,}3672\ \text{kJ/kg·K} \end{matrix} \qquad \text{(Tab. A–4)}$$

(*a*) A potência real da turbina é determinada a partir do balanço de energia em forma de taxa,

$$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt \overset{\nearrow 0\ \text{(regime permanente)}}{}}_{\substack{\text{Taxa da variação das energias} \\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{sai} + \dot{Q}_{sai} + \dot{m}h_2 \quad (\text{desde que ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{sai} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q}_{sai}$$

$$= (8\ \text{kg/s})[(3.344{,}9 - 2.769{,}1)\ \text{kJ/kg}] - 300\ \text{kW}$$

$$= \mathbf{4.306\ kW}$$

(*b*) A máxima potência (potência reversível) é determinada a partir do balanço de exergia em forma de taxa aplicado a um *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata), cuja fronteira está à temperatura ambiente T_0, e igualando o termo de destruição de exergia a zero,

$$\underbrace{\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sai}}_{\substack{\text{Taxa da exergia líquida} \\ \text{transferida por calor,} \\ \text{trabalho e massa}}} - \underbrace{\dot{X}_{destruída} \overset{\nearrow 0\ \text{(reversível)}}{}}_{\substack{\text{Taxa de destruição} \\ \text{da exergia}}} = \underbrace{dX_{sistema}/dt \overset{\nearrow 0\ \text{(regime permanente)}}{}}_{\substack{\text{Taxa de variação} \\ \text{da exergia}}} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sai}$$

$$\dot{m}\psi_1 = \dot{W}_{rev,\,sai} + \dot{X}_{calor}^{\nearrow 0} + \dot{m}\psi_2$$

$$\dot{W}_{rev,\,sai} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2)$$

$$= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - \Delta ec^{\nearrow 0} - \Delta ep^{\nearrow 0}]$$

Observe que a transferência de exergia com o calor é zero quando a temperatura no ponto de transferência é a temperatura ambiente T_0. Substituindo,

$$\dot{W}_{rev,\,sai} = (8\ kg/s)[(3.344{,}9 - 2.769{,}1)\ kJ/kg - (298\ K)(7{,}0856 - 7{,}2810)kJ/kg\cdot K]$$

$$= \mathbf{5.072\ kW}$$

(*c*) A eficiência de segunda lei de uma turbina é a razão entre o trabalho produzido real e o trabalho reversível,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{sai}}{\dot{W}_{rev,\,sai}} = \frac{4.306\ kW}{5.072\ kW} = \mathbf{0{,}849\ ou\ 84{,}9\%}$$

Ou seja, 15,1% do trabalho potencial é desperdiçado durante esse processo.
(*d*) A diferença entre o trabalho reversível e o trabalho útil real é a exergia destruída, determinada por

$$\dot{X}_{destruída} = \dot{W}_{rev,\,sai} - \dot{W}_{sai} = 5.072 - 4.306 = \mathbf{776\ kW}$$

Ou seja, o potencial para produzir trabalho útil é desperdiçado a uma taxa de 776 kW durante esse processo. A exergia destruída também poderia ser determinada calculando primeiramente a taxa de geração de entropia $\dot{S}_{ger}$ durante o processo.

(*e*) A exergia (potencial máximo de trabalho) do vapor de água nas condições de entrada é simplesmente a exergia da corrente, e é determinada por

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^{2\,\nearrow 0}}{2} + gz_1^{\nearrow 0}$$

$$= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

$$= (3344{,}9 - 104{,}83)kJ/kg - (298\ K)(7{,}0856 - 0{,}3672)\ kJ/kg\cdot K$$

$$= \mathbf{1.238\ kJ/kg}$$

Ou seja, sem contar as energias cinética e potencial, cada quilograma de vapor de água que entra na turbina tem um potencial de trabalho de 1.238 kJ. Isso corresponde a um potencial de potência de (8 kg/s)(1.238 kJ/kg) = 9.904 kW. Obviamente, a turbina está convertendo em trabalho 4.306/9.904 = 43,5% do potencial de trabalho disponível do vapor.

EXEMPLO 8–16 Exergia destruída durante a mistura de correntes de fluidos

Água a 20 psia e 50 °F entra em uma câmara de mistura a uma taxa de 300 lbm/min, onde ela é misturada com vapor de água entrando a 20 psia e 240 °F. A mistura deixa a câmara a 20 psia e 130 °F, e calor é perdido para o ar da vizinhança a T_0 = 70 °F a uma taxa de 180 Btu/min conforme mostra a Fig. 8–46. Desprezando as variações

(*continua*)

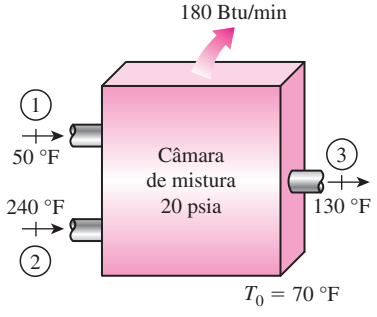


FIGURA 8–46 Esquema para o Exemplo 8–16.

(*continuação*)
das energias cinética e potencial, determine a potência reversível e a taxa de destruição da exergia para esse processo.

SOLUÇÃO Água líquida e vapor de água são misturados em uma câmara onde calor é perdido a uma taxa especificada. A potência reversível e a taxa de destruição da exergia devem ser determinados.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em qualquer ponto, e portanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$, e $\Delta S_{VC} = 0$. **2** Não há interações de trabalho. **3** As energias cinética e potencial são desprezíveis, ec ≅ ep ≅ 0.

Análise Vamos considerar a *câmara de mistura* do sistema (Fig. 8–46). Este é o *volume de controle* desde que a massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observe que há duas entradas e uma saída.

De acordo com as hipóteses estabelecidas e observações, os balanços de massa e energia para esse sistema com escoamento em regime permanente podem ser expresso como taxas:

Balanço de massa: $$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sai} = \overbrace{dm_{sistema}/dt}^{0\ \text{(regime permanente)}} = 0 \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Balanço de energia: $$\underbrace{\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai}}_{} = \underbrace{\overbrace{dE_{sistema}/dt}^{0\ \text{(regime permanente)}}}_{} = 0$$

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + Q_{sai}\ (\text{desde que } \dot{W} = 0 \text{ ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

Combinando os balanços de massa e energia temos

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

As propriedades para os estados especificados são determinados das tabelas para a água:

Estado 1: $P_1 = 20$ psia, $T_1 = 50\ °F$ → $h_1 = h_{l\ @\ 50\ °F} = 18{,}07$ Btu/lbm; $s_1 = s_{l\ @\ 50\ °F} = 0{,}03609$ Btu/lbm·R

Estado 2: $P_2 = 20$ psia, $T_2 = 240\ °F$ → $h_2 = 1.162{,}3$ Btu/lbm; $s_2 = 1{,}7406$ Btu/lbm·R

Estado 3: $P_3 = 20$ psia, $T_3 = 130\ °C$ → $h_3 = h_{l\ @\ 130\ °F} = 97{,}99$ Btu/lbm; $s_3 = s_{l\ @\ 130\ °F} = 0{,}08174$ Btu/lbm·R

Substituindo,

180 Btu/min = [300 × 18,07 + $\dot{m}_2$ × 1.162,3 − (310 + $\dot{m}_2$) × 97,99] Btu/min, que resulta em:

$$\dot{m}_2 = 22{,}7\ \text{lbm/min}$$

A potência máxima (potência reversível) é determinada pelo balanço de exergia na forma de taxa aplicada no *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata), cuja fronteira está na temperatura ambiente T_0. Igualando o termo da destruição da exergia a zero,

$$\underbrace{\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sai}}_{\text{Taxa de exergia líquida transferida por calor, trabalho e massa}} - \underbrace{\dot{X}_{destruída}}_{\text{Taxa de destruição da exergia}} \overbrace{\ \ }^{0\ \text{(reversível)}} = \underbrace{\overbrace{dX_{sistema}/dt}^{0\ \text{(regime permanente)}}}_{\text{Taxa de variação da exergia}} = 0$$

$$\dot{X}_{\text{ent}} = \dot{X}_{\text{sai}}$$

$$\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 = \dot{W}_{\text{rev, sai}} + \dot{X}^{\nearrow 0}_{\text{calor}} + \dot{m}_3\psi_3$$

$$\dot{W}_{\text{rev, sai}} = \dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3$$

Observe que a exergia transferida pelo calor é zero quando a temperatura no ponto de transferência é a temperatura ambiente T_0, e as energias cinética e potencial são desprezadas. Assim,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{rev, sai}} &= \dot{m}_1(h_1 - T_0 s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 s_3)\\ &= (300\ \text{lbm/min})[18{,}07\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0{,}03609\ \text{Btu/lbm·R})]\\ &\quad + (22{,}7\ \text{lbm/min})[1.162{,}3\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(1{,}7406\ \text{Btu/lbm·R})]\\ &\quad - (322{,}7\ \text{lbm/min})[97{,}99\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0{,}18174\ \text{Btu/lbm·R})]\\ &= \mathbf{4.588\ Btu/min}\end{aligned}$$

Ou seja, poderíamos produzir trabalho a uma taxa de 4.588 Btu/min se um motor térmico funcionasse entre as correntes quente e fria em vez de realizarmos a mistura diretamente.

A exergia destruída é determinada de

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = \dot{W}_{\text{rev, sai}} - \dot{W}_u^{\nearrow 0} = T_0\,\dot{S}_{\text{ger}}$$

Assim,

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = \dot{W}_{\text{rev, sai}} = \mathbf{4.588\ Btu/min}$$

Desde que não haja trabalho real produzido durante o processo (Fig. 8–47).

Discussão A taxa da geração de entropia para esse processo pode ser demonstrada como $\dot{S}_{\text{ger}} = 8{,}65$ Btu/min·R. Assim, a exergia destruída também poderia ser determinada da segunda parte da equação anterior:

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = T_0\,\dot{S}_{\text{ger}} = (530\ \text{R})(8{,}65\ \text{Btu/min·R}) = 4.585\ \text{Btu/min}$$

A ligeira diferença entre os dois resultados é decorrente do erro de arredondamento.

FIGURA 8–47 Para sistemas que não envolvem trabalho real, o trabalho reversível e a irreversibilidade são idênticos.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

EXEMPLO 8–17 Carregando um sistema de armazenamento de ar comprimido

Um tanque rígido de 200 m³ inicialmente contém ar atmosférico a 100 kPa e 300 K, e deve ser usado como recipiente para armazenamento de ar comprimido a 1 MPa e 300 K (Fig. 8–48). O ar comprimido deve ser fornecido por um compressor que recebe ar atmosférico a $P_0 = 100$ kPa e $T_0 = 300$ K. Determine o mínimo trabalho necessário para esse processo.

SOLUÇÃO O ar deve ser comprimido e armazenado à alta pressão em um grande tanque. O mínimo trabalho necessário deve ser determinado.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal. **2** As energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** As propriedades do ar na entrada permanecem constantes durante todo o processo de enchimento.

(*continua*)

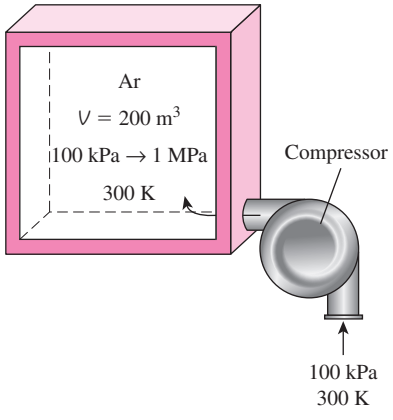


FIGURA 8–48 Esquema para o Exemplo 8–17.

(*continuação*)

Análise Tomamos *a combinação tanque rígido mais compressor* como o sistema. Esse é um *volume de controle*, uma vez que massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que esse é um processo com escoamento em regime transiente, uma vez que a massa do sistema varia à medida que o tanque é carregado. Observamos também que existe apenas uma entrada e nenhuma saída.

O trabalho mínimo necessário para um processo é o *trabalho reversível*, que pode ser determinado a partir de um balanço de exergia aplicado ao *sistema estendido* (sistema + vizinhança imediata) cuja fronteira está à temperatura ambiente T_0 (de modo que nenhuma transferência de exergia acompanha a transferência de calor de ou para o ambiente), e igualando o termo de destruição da exergia a zero,

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida}\\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}^{\nearrow\,0\ (\text{reversível})}}_{\substack{\text{Destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação}\\ \text{da exergia}}}$$

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}} = X_2 - X_1$$

$$W_{\text{rev, ent}} + m_1\psi_1^{\nearrow 0} = m_2\phi_2 - m_1\phi_1^{\nearrow 0}$$

$$W_{\text{rev, ent}} = m_2\phi_2$$

Observe que $\psi_1 = \psi_1 = 0$, uma vez que o ar inicialmente no tanque e o ar que entra estão no estado do ambiente, e que a exergia de uma substância no estado do ambiente é zero. A massa final do ar e a exergia do ar pressurizado no tanque ao final do processo são

$$m_2 = \frac{P_2V}{RT_2} = \frac{(1.000\ \text{kPa})(200\ \text{m}^3)}{(0{,}287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2.323\ \text{kg}$$

$$\phi_2 = (u_2 - u_0)^{\nearrow 0\,(\text{desde que } T_2 = T_0)} + P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0) + \frac{V_2^{2\,\nearrow 0}}{2} + gz_2^{\nearrow 0}$$
$$= P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

Observamos que

$$P_0(v_2 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_2}{P_2} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) \quad (\text{desde que } T_2 = T_0)$$

$$T_0(s_2 - s_0) = T_0\left(c_p \ln \frac{T_2}{T_0}^{\nearrow 0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}\right) = -RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} \quad (\text{desde que } T_2 = T_0)$$

Assim,

$$\phi_2 = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) + RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} = RT_0\left(\ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{P_0}{P_2} - 1\right)$$
$$= (0{,}287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\left(\ln \frac{1.000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} + \frac{100\ \text{kPa}}{1.000\ \text{kPa}} - 1\right)$$
$$= 120{,}76\ \text{kJ/kg}$$

e

$$W_{\text{rev, ent}} = m_2\phi_2 = (2.323\ \text{kg})(120{,}76\ \text{kJ/kg}) = 280.525\ \text{kJ} \cong \mathbf{281\ MJ}$$

Discussão Observe que um mínimo de 281 MJ de trabalho é necessário para encher o tanque com ar comprimido a 300 K e 1 MPa. Na verdade, o trabalho necessário será maior em uma quantidade igual à destruição da exergia durante o processo. Compare isso com o resultado do Exemplo 8–7. O que é possível concluir?

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Aspectos da segunda lei na vida diária

A termodinâmica é uma ciência natural fundamental que trata dos diversos aspectos da energia, e mesmo pessoas sem conhecimento técnico têm uma compreensão básica da energia e da primeira lei da termodinâmica, uma vez que raramente encontramos aspectos da vida que não envolvam a transferência ou transformação da energia em diferentes formas. Todas as pessoas que estão fazendo *dieta,* por exemplo, baseiam seus estilos de vida no princípio de conservação da energia. Embora os aspectos da primeira lei da termodinâmica sejam facilmente compreendidos e aceitos pela maioria das pessoas, não existe consciência popular sobre a segunda lei da termodinâmica, e assim os aspectos da segunda lei não podem ser totalmente apreciados, nem mesmo pelas pessoas com algum conhecimento técnico. Isso faz com que alguns estudantes vejam a segunda lei como algo que de interesse puramente teórico e não como uma ferramenta de engenharia importante e prática. Consequentemente, os estudantes mostram pouco interesse em um estudo detalhado da segunda lei da Termodinâmica. Isso é lamentável, porque acabam tendo uma visão unilateral da Termodinâmica e não uma perspectiva geral e equilibrada.

Muitos *eventos comuns* que passam despercebidos podem servir como excelentes veículos para conceitos importantes da termodinâmica. A seguir, tentamos demonstrar a relevância dos conceitos da segunda lei, como exergia, trabalho reversível, irreversibilidade e a eficiência de segunda lei em diversos aspectos da vida diária, usando exemplos com os quais até mesmo as pessoas sem conhecimento técnico podem se identificar. Esperamos que isso aumente nossa compreensão e gosto pela segunda lei da termodinâmica e nos incentive a usá-la com mais frequência em áreas técnicas e não técnicas. O leitor mais criterioso deve ter em mente que os conceitos apresentados são *sensíveis* e *difíceis de quantificar*, e são oferecidos aqui para estimular o interesse no estudo da segunda lei da termodinâmica e para ampliar nossa compreensão e gosto por ela.

Os conceitos da segunda lei são usados implicitamente em diversos aspectos da vida diária. Muitas pessoas bem-sucedidas parecem utilizar bastante esses conceitos sem nem mesmo perceber. Existe uma consciência cada vez maior de que a qualidade tem um papel tão importante quanto a quantidade

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

até mesmo nas atividades diárias. O seguinte texto apareceu em um artigo do *Reno Gazette-Journal* em 3 de março de 1991:

> O Dr. Held se considera um sobrevivente da conspiração "tick-tock". Há mais ou menos quatro anos, perto do seu aniversário de 40 anos, ele trabalhava até as nove horas da noite, fazia exercícios, tomava conta de seus três filhos praticava esportes. Ele dormia cerca de quatro ou cinco horas por noite...
> "Agora vou dormir às 21:30 e acordo às 6", ele declara. "Eu faço o dobro do que costumava fazer. Não preciso fazer tudo duas vezes, nem ler uma coisa três vezes antes de entendê-la."

Essa declaração tem muita importância para as discussões da segunda lei. Ela indica que o problema não é quanto tempo temos (a primeira lei), mas a eficiência na sua utilização (a segunda lei). Uma pessoa que faz *mais coisas em menos tempo* não é diferente de um carro que *faz mais quilômetros com menos combustível*.

Em termodinâmica, o *trabalho reversível* de um processo é definido como o máximo trabalho útil produzido (ou o mínimo consumo de trabalho) para aquele processo. Esse é o trabalho útil que um sistema forneceria (ou consumiria) durante um processo entre dois estados especificados se aquele processo fosse executado de forma reversível (perfeita). A diferença entre o trabalho reversível e o trabalho útil real deve-se às imperfeições, e é chamada de *irreversibilidade* (o potencial de trabalho desperdiçado). No caso especial do estado final ser o estado morto ou o estado da vizinhança, o trabalho reversível torna-se um máximo e é chamado de *exergia* do sistema no estado inicial. A irreversibilidade de um processo reversível ou perfeito é zero.

A *exergia* de uma pessoa na vida diária pode ser vista como o melhor trabalho que aquela pessoa pode realizar sob as condições mais favoráveis. O *trabalho reversível* na vida diária, por sua vez, pode ser visto como o melhor trabalho que uma pessoa pode realizar sob algumas condições especificadas. Então, a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real executado sob aquelas condições pode ser visto como a *irreversibilidade* ou a *exergia destruída*. Nos sistemas de engenharia, tentamos identificar as principais fontes de irreversibilidades e as minimizamos para maximizar o desempenho. Na vida diária, uma pessoa deve fazer exatamente isso para maximizar seu desempenho.

A exergia de uma pessoa em determinado momento e lugar pode ser vista como a quantidade máxima de trabalho que ela pode realizar naquele momento e local. Certamente é difícil quantificar a exergia, por causa da interdependência das capacidades física e intelectual de uma pessoa. A capacidade de executar tarefas físicas e intelectuais simultaneamente complica as coisas ainda mais. A *educação* e o *treinamento* obviamente aumentam a exergia de uma pessoa. O *envelhecimento* diminui a exergia física. Ao contrário da maioria das coisas mecânicas, a exergia dos seres humanos é uma função do tempo, e a exergia física e/ou intelectual de uma pessoa é desperdiçada se não for utilizada no momento exato. Um barril de petróleo não perde nada de sua exergia se for deixado parado por 40 anos. Entretanto, uma pessoa perderá grande parte de sua exergia durante o mesmo período se ficar apenas sentada.

Um fazendeiro que trabalha bastante, por exemplo, pode utilizar totalmente sua *exergia física*, mas fará pouco uso de sua *exergia intelectual*. Esse fazendeiro, por exemplo, poderia aprender um idioma estrangeiro ou uma ciência ouvindo alguns CDs educacionais enquanto fizesse seu trabalho físico. Isso também vale para as pessoas que passam um tempo considerável dirigindo um carro para ir trabalhar. Espera-se que algum dia possamos analisar a

exergia das pessoas e de suas atividades. Tal análise indicará o caminho para que possamos minimizar a destruição da exergia, para fazer mais em menos tempo. Os computadores podem realizar várias tarefas simultaneamente. Por que os seres humanos não podem fazer o mesmo?

As *crianças* nascem com diferentes níveis de *exergias* (talentos) para diferentes áreas. Fazer testes de aptidão em crianças pequenas é simplesmente uma tentativa de descobrir a extensão de suas exergias ou talentos. Depois desses testes, as crianças são direcionadas para as áreas nas quais têm maior exergia, e quando adultas terão mais chances de apresentar níveis maiores de desempenho sem extrapolar seus limites se estiverem naturalmente adaptadas para aquela área.

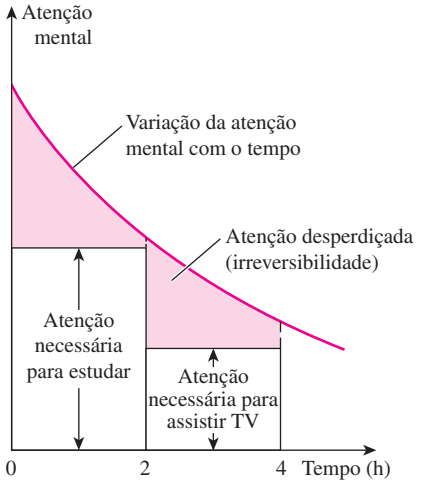
Podemos ver o nível *de atenção* de uma pessoa como sua *exergia* para as questões intelectuais. Quando uma pessoa está bem descansada, o nível de atenção (e, portanto, a exergia intelectual) está no máximo, e sua exergia diminui com o tempo à medida que a pessoa se cansa, como ilustra a Fig. 8–49. As diferentes tarefas da vida diária exigem diferentes níveis de exergia intelectual, e a diferença entre a atenção disponível e a necessária pode ser vista como a *atenção desperdiçada* ou *destruição da exergia*. Para minimizar a destruição da exergia, deve haver um bom ajuste entre o nível de atenção disponível e o nível de atenção necessário.

Considere um estudante bem descansado que planeja passar as próximas quatro horas estudando e assistindo a um filme de duas horas. Sob o ponto de vista da *primeira lei*, não faz diferença a ordem em que essas tarefas são executadas. Mas, sob o ponto de vista da *segunda lei*, isso faz muita diferença. Dessas duas tarefas, o estudo requer mais atenção intelectual do que assistir a um filme e, portanto, faz sentido de acordo com a termodinâmica, estudar primeiro, quando o nível de atenção é maior, e assistir ao filme depois, quando o nível de atenção é menor, como mostra a Fig. 8–49*a*. Um estudante que faz isso ao contrário desperdiça muito de sua capacidade de permanecer atento ao assistir primeiro ao filme, como ilustra a Fig. 8–49*b*, pois precisa ficar indo e voltando enquanto estuda, por conta do nível de atenção insuficiente, fazendo menos no mesmo tempo.

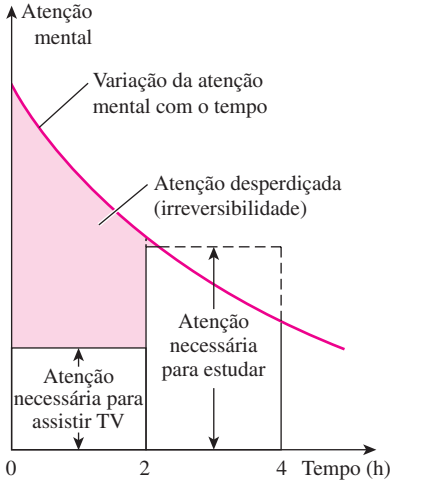
Em termodinâmica, a *eficiência de primeira lei* (ou a eficiência térmica) de uma máquina térmica é definida como a razão entre o trabalho líquido e o consumo de calor, ou seja, ela é a fração de calor fornecida que é convertida em trabalho líquido. Em geral, a eficiência de primeira lei pode ser vista como a razão entre o resultado desejado e o custo necessário. A eficiência de primeira lei não faz referência ao *melhor desempenho possível*, portanto a eficiência de primeira lei sozinha não é uma medida realista do desempenho. Para superar essa deficiência, definimos a eficiência de segunda lei que é uma medida do desempenho real com relação ao melhor desempenho possível sob as mesmas condições. Nas máquinas térmicas, a eficiência de segunda lei é definida como a razão entre a eficiência térmica real e a eficiência térmica máxima possível (reversível) sob as mesmas condições.

Na vida diária, a *eficiência de primeira lei* ou a *performance* de uma pessoa pode ser vista como o que essa pessoa realizou em relação ao esforço aplicado. Já a *eficiência de segunda lei* de uma pessoa pode ser vista como seu desempenho em relação ao melhor desempenho possível sob as circunstâncias.

A *felicidade* está intimamente relacionada à *eficiência da segunda lei*. As crianças provavelmente são os seres humanos mais felizes, porque é pouco o que podem fazer, mas elas fazem isso muito bem considerando suas capacidades limitadas. Ou seja, as crianças têm eficiências de segunda lei muito altas em suas vidas diárias. O termo "vida plena" também se refere à eficiência de



(*a*) Estudando primeiro



(*b*) Assistindo a um filme primeiro

FIGURA 8–49 Irreversibilidade associada a um estudante que estuda e assiste a um filme na televisão, duas horas para cada tarefa.

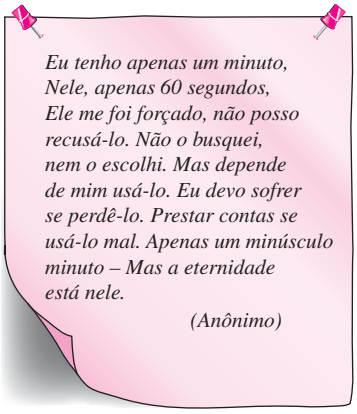

Eu tenho apenas um minuto,
Nele, apenas 60 segundos,
Ele me foi forçado, não posso
recusá-lo. Não o busquei,
nem o escolhi. Mas depende
de mim usá-lo. Eu devo sofrer
se perdê-lo. Prestar contas se
usá-lo mal. Apenas um minúsculo
minuto – Mas a eternidade
está nele.
(Anônimo)

FIGURA 8–50 Uma expressão poética da exergia e da destruição da exergia.

segunda lei. Considera-se que uma pessoa tem uma vida plena e, portanto, uma eficiência de segunda lei muito alta se ela utilizou todas as suas capacidades até o limite durante a vida inteira.

Uma pessoa com alguma deficiência tem de se esforçar mais para realizar aquilo que uma pessoa fisicamente apta realiza. Mesmo assim, apesar de realizar menos com mais esforço, a pessoa deficiente que tem desempenho notável em geral recebe mais elogios. Assim, podemos dizer que essa pessoa deficiente teve uma eficiência da primeira lei baixa (realizou pouco com muito esforço), mas uma eficiência da segunda lei muito alta (realizou o máximo possível dentro das circunstâncias).

Na vida diária, a exergia também pode ser vista como as *oportunidades que temos* e a destruição da exergia como as *oportunidades desperdiçadas.* O tempo é o maior bem que possuímos, e o tempo desperdiçado é a oportunidade de fazer algo útil que foi desperdiçada (Fig. 8–50).

A segunda lei da termodinâmica também tem interessantes ramificações filosóficas. Massa e energia são grandezas que se conservam e são associadas com a primeira lei da termodinâmica, enquanto entropia e exergia são grandezas que não se conservam e são associadas com a segunda lei. Percebemos, através dos nossos cinco sentidos, que o universo é composto de grandezas conservadas, e assim, tendemos a ver as grandezas não conservadas como sendo não reais ou mesmo fora deste universo. A amplamente aceita teoria do *big bang* sobre a origem do universo nos deu a noção de que este é um universo todo-material, onde tudo é feito de matéria (mais corretamente, massa-energia) apenas. Como grandezas conservadas, massa e energia se encaixam na descrição de grandezas verdadeiramente físicas, mas entropia e exergia não, pois a entropia pode ser criada e a exergia pode ser destruída. Assim, entropia e exergia não são grandezas verdadeiramente físicas, apesar de estarem intimamente relacionadas com a massa e a energia. Portanto, a segunda lei diz respeito a grandezas que possuem um tipo de existência diferente – um universo no qual coisas são criadas do nada e também deixam de existir do nada –, e abre um universo que está além de um universo todo-material que se conserva, como o que nós conhecemos.

Um argumento semelhante se aplica às leis da natureza que regem a matéria. Não há dúvida de que tanto a primeira e a segunda leis da termodinâmica existem, e leis como essas e outras, como as leis do movimento de Newton, governam o universo físico nos bastidores. Como Alfred Montapert coloca, "*As leis da natureza são o governo invisível da Terra*". Albert Einstein expressa esse fenômeno dizendo que "*Um espírito se manifesta nas leis do universo*". No entanto, estas leis que constituem o núcleo das ciências não podem ser percebidas pelos nossos cinco sentidos, pois não têm existência material, e assim não estão sujeitas às limitações do tempo e do espaço. Como tal, as leis que parecem infundidas em toda a matéria como uma regra espiritual para todos os lugares, não o estão de fato. Parece que grandezas como entropia e exergia, que passam a existir do nada e também deixam de existir do nada, juntamente com as leis da natureza, como a primeira e a segunda leis que governam o universo do *big bang* com uma mão poderosa, estão apontando um caminho para uma ampliação da definição de existência mais coerente com os fenômenos percebidos e observados.

Os argumentos apresentados aqui têm natureza exploratória e espera-se que eles iniciem algumas discussões e pesquisas interessantes que levem à melhor compreensão e ao melhor desempenho em diversos aspectos da vida diária. A segunda lei também pode ser usada para determinar quantitativamente a forma mais eficaz de melhorar a qualidade de vida e o desempenho na vida diária, da mesma forma que no momento ela é usada para melhorar o desempenho dos sistemas de engenharia.

RESUMO

A energia contida no universo é constante, assim como sua massa. Mesmo assim, em tempos de crise somos bombardeados com discursos e artigos sobre como "conservar" energia. Como engenheiros, sabemos que a energia já está conservada. O que não está conservado é a *exergia*, que é o potencial de trabalho útil da energia. Depois que a exergia é desperdiçada, ela não pode mais ser recuperada. Quando usamos a energia (para aquecer nossos lares, por exemplo), não estamos destruindo nenhuma energia, estamos apenas convertendo-a em uma forma menos útil, uma forma com menor exergia.

O potencial de trabalho útil de um sistema em um estado especificado é chamado de *exergia*. A exergia é uma propriedade e está associada ao estado do sistema e ao ambiente. Um sistema que está em equilíbrio com sua vizinhança tem exergia zero e está no *estado morto*. A exergia do calor fornecido pelos reservatórios de energia térmica é equivalente à produção de trabalho de uma máquina térmica de Carnot que opera entre o reservatório e o ambiente.

O *trabalho reversível* W_{rev} é definido como a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser produzida (ou o trabalho mínimo que precisa ser fornecido) à medida que um sistema passa por um processo entre os estados inicial e final especificados. Esse é o trabalho útil produzido (ou consumido) quando o processo entre os estados inicial e final é executado de forma totalmente reversível. A diferença entre o trabalho reversível W_{rev} e o trabalho útil W_u deve-se às irreversibilidades presentes durante o processo, e essa diferença é chamada de *irreversibilidade I*. Ela é equivalente à *exergia destruída* e é expressa como

$$I = X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} = W_{\text{rev, sai}} - W_{u,\text{ sai}} = W_{u,\text{ ent}} - W_{\text{rev, ent}}$$

onde S_{ger} é a entropia gerada durante o processo. Para um processo totalmente reversível, os termos de trabalho útil e reversível são idênticos, e portanto a destruição de exergia é zero.

A exergia destruída representa o potencial de trabalho perdido e também é chamada de *trabalho desperdiçado* ou *trabalho perdido*.

A *eficiência de segunda lei* é uma medida do desempenho de um dispositivo em relação ao desempenho sob condições reversíveis para os mesmos estados inicial e final, e é dada por

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\eta_{\text{t}}}{\eta_{\text{t, rev}}} = \frac{W_u}{W_{\text{rev}}}$$

para as máquinas térmicas e outros dispositivos que produzem trabalho, e é determinada por

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_u}$$

para os refrigeradores, bombas de calor e outros dispositivos que consomem trabalho. Em geral, a eficiência de segunda lei é expressa como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia destruída}}{\text{Exergia fornecida}}$$

As exergias por unidade de massa de um sistema fechado (sem escoamento) e de uma corrente de fluido são expressas como

Exergia de um sistema sem escoamento:

$$\begin{aligned}\psi &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)\end{aligned}$$

Exergia de um fluido:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Assim, a *variação da exergia* de um sistema fechado ou de uma corrente de fluido ao passar por um processo do estado 1 para o estado 2 é dada por

$$\begin{aligned}\Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) \\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &\quad + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) \\ \Delta\psi &= \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &\quad + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\end{aligned}$$

A exergia pode ser transferida por calor, trabalho e massa, e a transferência de exergia acompanhada por calor, trabalho e massa é dada por

Transferência de exergia por calor:

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

Transferência de exergia por trabalho:

$$X_{\text{trabalho}} = \begin{cases} W - W_{\text{viz}} & \text{(para trabalho de fronteira)} \\ W & \text{(para outras formas de trabalho)} \end{cases}$$

Transferência de exergia com a massa: $X_{\text{massa}} = m\psi$

A exergia de um sistema isolado durante um processo sempre diminui ou, no caso-limite de um processo reversível, permanece constante. Isso é conhecido como o *princípio da diminuição da exergia* e é expresso como

$$\Delta X_{\text{isolado}} = (X_2 - X_1)_{\text{isolado}} \le 0$$

O balanço de exergia de *qualquer sistema* que passa por *qualquer processo* pode ser expresso como

Geral: $\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Exergia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Destruição} \\ \text{da exergia}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Variação} \\ \text{da exergia}}}$

Geral, forma de taxa:

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sai}}}_{\substack{\text{Taxa da exergia líquida}\\ \text{transferida por calor,}\\ \text{trabalho e massa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruída}}}_{\substack{\text{Taxa da destruição}\\ \text{da exergia}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de variação}\\ \text{da exergia}}}$$

Geral, por unidade de massa: $(x_{\text{ent}} - x_{\text{sai}}) - x_{\text{destruída}} = \Delta x_{\text{sistema}}$

onde

$$\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$$
$$\dot{X}_{\text{trabalho}} = \dot{W}_{\text{útil}}$$
$$\dot{X}_{\text{massa}} = \dot{m}\psi$$

Para um *processo reversível,* o termo da destruição de exergia $X_{\text{destruída}}$ desaparece. Admitindo que a direção positiva da transferência de calor é para o sistema, e que a direção positiva da transferência de trabalho é para fora do sistema, as expressões gerais do balanço de exergia podem ser expressas mais explicitamente como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sai}} m\psi - X_{\text{destruída}} = X_2 - X_1$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sai}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruída}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt}$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. J. E. Ahern. *The Exergy Method of Energy Systems Analysis.* New York: John Wiley & Sons, 1980.
2. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics.* 2. ed. New York: Wiley Interscience, 1997.
3. A. Bejan. *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow.* New York: John Wiley & Sons, 1982.
4. Y. A. Çengel. "A Unified and Intuitive Approach to Teaching Thermodynamics." ASME International Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, November 17-22, 1996.

PROBLEMAS*

Exergia, irreversibilidade, trabalho reversível e eficiência de segunda lei

8–1C Sob quais circunstâncias o trabalho reversível é igual à irreversibilidade de um processo?

8–2C Qual estado final maximizará a produção de trabalho de um dispositivo?

8–3C A exergia de um sistema é diferente em ambientes diferentes?

8–4C Em que o trabalho útil difere do trabalho real? Para qual tipo de sistema esses dois trabalhos são idênticos?

8–5C Considere um processo que não envolve irreversibilidades. O trabalho útil real desse processo será igual ao trabalho reversível?

8–6C Dois poços geotérmicos têm conteúdos de energia considerados iguais. As exergias desses poços serão necessariamente iguais? Explique.

8–7C Considere dois sistemas que estão à mesma pressão do ambiente. O primeiro sistema está à mesma temperatura do ambiente, enquanto o segundo está a uma temperatura inferior. Como você compararia as exergias desses dois sistemas?

8–8C Considere um ambiente com pressão absoluta zero (como o espaço). Como se comparam o trabalho real e o trabalho útil nesse ambiente?

8–9C O que é a eficiência de segunda lei? Em que ela difere da eficiência de primeira lei?

8–10C Uma usina de potência cuja eficiência térmica é maior do que a eficiência de uma segunda usina necessariamente tem uma eficiência de segunda lei mais alta do que essa outra usina? Explique.

8–11C Um refrigerador cujo COP é maior do que o coeficiente de um segundo refrigerador tem necessariamente maior eficiência de segunda lei do que esse outro refrigerador? Explique.

8–12C Um processo para o qual o trabalho reversível é zero pode ser reversível? É possível que ele também seja irreversível? Explique.

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

8–13C Considere um processo durante o qual nenhuma entropia é gerada ($S_{ger} = 0$). A destruição da exergia para esse processo tem que necessariamente ser zero?

8–14 As necessidades de energia elétrica de uma comunidade devem ser atendidas por turbinas eólicas com rotores de 20 m de diâmetro. As turbinas estão localizadas em um local onde o vento sopra de forma constante a uma velocidade média de 6 m/s. Determine o número máximo de turbinas que precisam ser instaladas, considerando que a potência necessária é de 900 kW.

8–15E Vapor saturado é gerado em uma caldeira pela conversão de líquido saturado para vapor saturado a 200 psia. Isso acontece devido à transferência de calor dos gases de combustão, que estão a 500 °F, para a água nos tubos da caldeira. Calcule o potencial de trabalho desperdiçado associado com esse processo de transferência de calor. Como o aumento da temperatura dos gases de combustão afeta o potencial de trabalho da corrente de vapor? Considere T_0 = 80 °F e P_0 = 14,7 psia.

Resposta: 66,8 Btu/lbm

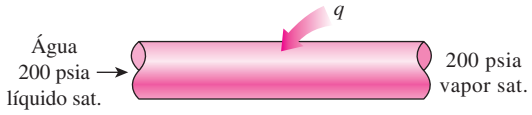


FIGURA P8–15E

8–16 Um método de atender à demanda extra de energia elétrica nos períodos de pico é bombear água de um grande corpo d'água (como um lago) para um reservatório mais elevado quando a demanda é baixa, e gerar eletricidade quando a demanda é alta deixando que essa água escoe e acione uma turbina (ou seja, converta a energia elétrica em energia potencial e depois novamente em energia elétrica). Considerando uma capacidade de armazenamento de energia de 5×10^6 kWh, determine a quantidade mínima de água que precisa ser armazenada a uma elevação média de 75 m (em relação ao nível do solo).

Resposta: $2{,}45 \times 10^{10}$ kg

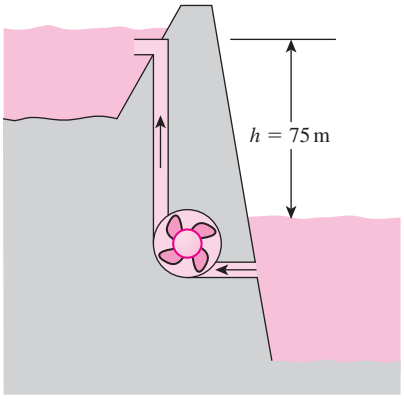


FIGURA P8–16

8–17 Quantos quilojoules de 100 kJ de energia térmica a 800 K podem ser convertidos em trabalho útil? Considere que o ambiente está a 25 °C.

8–18 Uma máquina térmica que recebe calor de uma fornalha a 1.200 °C e rejeita calor residual a um rio a 20 °C tem uma eficiência térmica de 40%. Determine a eficiência de segunda lei dessa usina de geração de potência.

8–19 Considere um reservatório de energia térmica a 1.500 K que pode fornecer calor a uma taxa de 150.000 kJ/h. Determine a exergia dessa energia fornecida, considerando uma temperatura ambiente de 25 °C.

8–20 Uma máquina térmica recebe calor de uma fonte a 1.100 K a uma taxa de 400 kJ/s e rejeita calor para um meio a 320 K. A potência produzida pela máquina térmica é medida em 120 kW, e a temperatura ambiente é de 25 °C. Determine (*a*) a potência reversível, (*b*) a taxa de irreversibilidade e (*c*) a eficiência de segunda lei dessa máquina térmica.

Respostas: (*a*) 284 kW; (*b*) 164 kW; (*c*) 42,3%

8–21 Reconsidere o Prob. 8–20. Usando o EES (ou outro programa), estude como o efeito da redução da temperatura na qual o calor é rejeitado afeta os valores da potência reversível, da taxa de irreversibilidade e da eficiência de segunda lei à medida que essa temperatura de rejeição varia de 500 K a 298 K. Mostre os resultados em um gráfico.

8–22E Uma máquina térmica que rejeita o calor residual para um sumidouro a 530 R tem uma eficiência térmica de 36% e uma eficiência de segunda lei de 60%. Determine a temperatura da fonte que fornece calor para essa máquina.

Resposta: 1.325 R

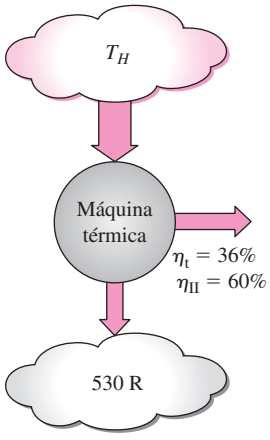


FIGURA P8–22E

8–23 Uma casa que perde calor a uma taxa de 50.000 kJ/h quando a temperatura externa é 4 °C deve ser aquecida por aquecedores a resistência elétrica. Considerando que a casa deve ser mantida sempre a 25 °C, determine o consumo de trabalho reversível desse processo e a irreversibilidade.

Respostas: 0,978 kW; 12,91 kW

8–24E Um congelador é mantido a 20 °F por meio da remoção de calor a uma taxa de 75 Btu/min. A energia fornecida ao congelador é de 0,70 hp, e o ar circundante está a 75 °F. Determine (*a*) a potência reversível, (*b*) a irreversibilidade e (*c*) a eficiência de segunda lei desse congelador.

Respostas: (*a*) 0,20 hp; (*b*) 0,50 hp; (*c*) 28,9%

8–25 Uma usina de energia geotérmica usa água líquida geotérmica a 150 °C a uma vazão de 210 kg/s como fonte de calor e produz 5,1 MW de potência líquida em um ambiente a 25 °C. Considerando que 7,5 MW da exergia que entra na usina com a água geotérmica são destruídos dentro da usina, determine (*a*) a exergia da água geotérmica que entra na usina, (*b*) a eficiência de segunda lei e (*c*) a exergia do calor rejeitado pela usina.

8–26 Mostre que a potência produzida por uma turbina eólica é proporcional ao cubo da velocidade do vento e ao quadrado do diâmetro da roda de pás.

Análise da exergia dos sistemas fechados

8–27C Um sistema pode ter uma eficiência de segunda lei mais alta do que a eficiência de primeira lei durante um processo? Dê alguns exemplos.

8–28 Uma massa de 8 kg de hélio, cujo estado inicial é de 3 m^3/kg e 15 °C, passa por um processo até chegar a um estado final de 0,5 m^3/kg e 80 °C. Considerando que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa, determine o aumento do potencial de trabalho útil do hélio durante esse processo.

8–29E Ar inicialmente a 150 psia e 100 °F é expandido em um sistema fechado adiabático para 15 psia, com uma eficiência de expansão isentrópica de 95%. Qual é a eficiência de segunda lei dessa expansão? Considere $T_0 = 77$ °F e $P_0 = 14{,}7$ psia.

8–30E Qual é o recurso mais valioso para a produção de trabalho em um sistema fechado – 15 pés^3 de ar a 100 psia e 250 °F ou 20 pés^3 de hélio a 60 psia e 200 °F? Considere $T_0 = 77$ °F e $P_0 = 14{,}7$ psia.

8–31 Qual dessas opções tem a capacidade de produzir o máximo trabalho em um sistema fechado: 1 kg de vapor a 800 kPa e 180 °C ou 1 kg de R-134a a 800 kPa e 180 °C? Considere $T_0 = 25$ °C e $P_0 = 100$ kPa. *Respostas:* 623 kJ; 5,0 kJ

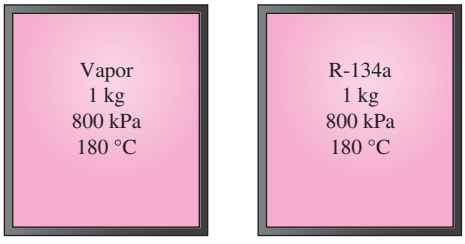


FIGURA P8–31

8–32 Um arranjo pistão-cilindro contém 5 kg de refrigerante-134a a 0,7 MPa e 60 °C. O refrigerante é então resfriado a uma pressão constante até que se torne um líquido a 24 °C. Considerando que a vizinhança está a 100 kPa e 24 °C, determine (*a*) a exergia do refrigerante nos estados inicial e final e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

8–33E Um tanque rígido bem isolado contém 6 lbm de mistura líquido-vapor saturado de água a 35 psia. Inicialmente, três quartos da massa estão na fase líquida. Um aquecedor a resistência elétrica colocado no tanque é ligado e mantido até que todo o líquido no tanque seja vaporizado. Considerando que a vizinhança está a 75 °F e 14,7 psia, determine (*a*) a destruição de exergia e (*b*) a eficiência de segunda lei para esse processo.

8–34 Um tanque rígido é dividido em duas partes iguais por uma partição. Uma parte do tanque contém 4 kg de água líquida comprimida a 200 kPa e 80 °C, enquanto a outra parte está evacuada. A partição é então removida e a água se expande preenchendo todo o tanque. Considerando que a pressão final do tanque é de 40 kPa, determine a exergia destruída durante esse processo. Considere a vizinhança a 25 °C e 100 kPa.

Resposta: 10,3 kJ

8–35 Reconsidere o Prob. 8–34. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da pressão final no tanque sobre a exergia destruída durante o processo. Trace um gráfico para a exergia destruída em função da pressão final, considerando pressões finais entre 45 kPa e 5 kPa, e em seguida discuta os resultados.

8–36 Um arranjo pistão-cilindro isolado contém 0,8 L de água líquida saturada a uma pressão constante de 120 kPa. Um aquecedor a resistência elétrica dentro do cilindro é ligado, e um trabalho elétrico de 1.400 kJ é realizado na água. Considerando que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa, determine (*a*) o trabalho mínimo com o qual esse processo pode ser realizado e (b) a exergia destruída durante esse processo.

Respostas: (*a*) 278 kJ; (*b*) 1.104 kJ

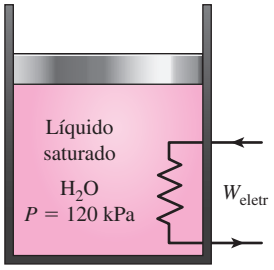


FIGURA P8–36

8–37 Reconsidere o Prob. 8–36. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da quantidade de trabalho elétrico fornecida ao dispositivo sobre o trabalho mínimo e sobre a exergia destruída, considerando que o trabalho elétrico varia de 0 kJ a 2.000 kJ. Mostre os resultados em gráficos.

8–38 Um arranjo pistão-clindro isolado contém 0,05 m^3 de vapor de refrigerante-134a saturado a uma pressão de 0,8 MPa.

O refrigerante então se expande de forma reversível até que a pressão caia para 0,2 MPa. Determine a variação da exergia do refrigerante durante esse processo e o trabalho reversível. Considere que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa.

8–39E Gás oxigênio inicialmente a 12 pés^3/lbm e 75 °F é comprimido em um arranjo pistão-cilindro até um estado final de 1,5 pé^3/lbm e 525 °F. Determine o consumo de trabalho reversível e o aumento da exergia do oxigênio durante esse processo. Considere que a vizinhança está a 14,7 psia e 75 °F.

Respostas: 60,7 Btu/lbm; 60,7 Btu/lbm

8–40 Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 2 L de ar a 100 kPa e 25 °C. O ar é então comprimido até o estado final de 600 kPa e 150 °C. O consumo de trabalho útil é de 1,2 kJ. Considerando que a vizinhança está a 100 kPa e 25 °C, determine (*a*) a exergia do ar nos estados inicial e final, (*b*) o trabalho mínimo que deve ser fornecido para realizar esse processo de compressão e (*c*) a eficiência de segunda lei desse processo.

Respostas: (*a*) 0, 0,171 kJ; (*b*) 0,171 kJ; (*c*) 14,3%

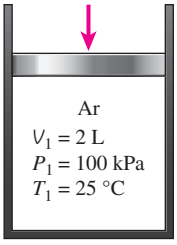


FIGURA P8–40

8–41 Um tanque rígido isolado de 1,2 m^3 contém 2,13 kg de dióxido de carbono a 100 kPa. Uma roda de pás realiza trabalho no sistema até que a pressão no tanque se eleve para 120 kPa. Determine (*a*) o trabalho real realizado pela roda de pás durante esse processo e (*b*) o trabalho mínimo com que esse processo (entre os mesmos estados) poderia ser realizado. Considere $T_0 = 298$ K.

Respostas: (*a*) 87,0 kJ; (*b*) 7,74 kJ

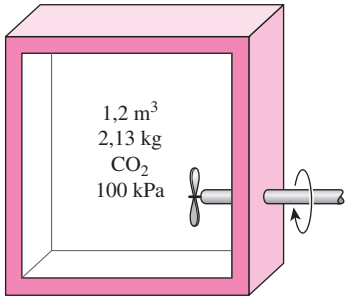


FIGURA P8–41

8–42 Um arranjo pistão-cilindro isolado contém inicialmente 20 L de ar a 140 kPa e 27 °C. O ar é aquecido por 10 min por um aquecedor a resistência de 100 W colocado dentro do cilindro. A pressão do ar é mantida constante durante esse processo, e a vizinhança está a 27 °C e 100 kPa. Determine a exergia destruída durante esse processo.

Resposta: 19,9 kJ

8–43 Um tanque rígido isolado é dividido em duas partes iguais por uma partição. Inicialmente, uma parte contém 3 kg de gás argônio a 300 kPa e 70 °C, e a outra parte está evacuada. A partição é então removida, e o gás preenche todo o tanque. Considerando que a vizinhança está a 25 °C, determine a exergia destruída durante esse processo. *Resposta:* 129 kJ

8–44E Um bloco de cobre de 55 lbm, inicialmente a 180 °F, é solto em um tanque isolado que contém 1,2 pé^3 de água a 75 °C. Determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio e (*b*) o potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo. Considere que a vizinhança está a 75 ° F.

8–45 Um bloco de ferro de massa desconhecida a uma temperatura de 85 °C é solto em um tanque isolado que contém 100 L de água a 20 °C. Ao mesmo tempo, uma roda de pás acionada por um motor de 200 W é ativada para misturar a água. Observa-se que o equilíbrio térmico é estabelecido após 20 min, a uma temperatura final de 24 °C. Considerando que a vizinhança está a 20 °C, determine (*a*) a massa do bloco de ferro e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

Respostas: (*a*) 52,0 kg; (*b*) 375 kJ

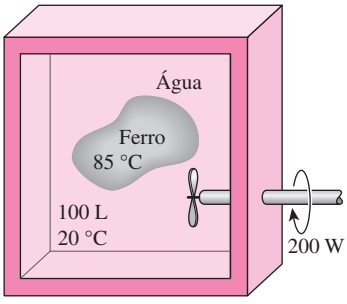


FIGURA P8–45

8–46 Um bloco de ferro de 50 kg e um bloco de cobre de 20 kg, ambos inicialmente a 80 °C, são jogados em um grande lago que está a 15 °C. O equilíbrio térmico é estabelecido após algum tempo, como resultado da transferência de calor entre os blocos e a água do lago. Considerando que a vizinhança está a 20 °C, determine a quantidade de trabalho que poderia ter sido produzida se todo o processo fosse executado de forma reversível.

8–47E Um tanque rígido de 12 pés^3 contém refrigerante-134a a 40 psia e título de 55%. Calor é transferido para o refrigerante de uma fonte a 120 °F até que a pressão aumente para 60 psia. Considerando que a vizinhança está a 75 °F, determine (*a*) a quantidade de transferência de calor entre a fonte e o refrigerante e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

8–48 Frangos com massa média de 1,6 kg e calor específico médio de 3,54 kJ/kg·°C devem ser resfriados por água fria, que entra em um resfriador por imersão com escoamento em regime permanente a 0,5 °C, e saírem a 2,5 °C. Os frangos são colocados no resfriador com temperatura uniforme de 15 °C a uma taxa de 700 frangos por hora, e são resfriados a uma temperatura média de 3 °C antes de serem retirados. O resfriador ganha calor da vizinhança a uma taxa de 400 kJ/h. Determine (*a*) a taxa de remoção de calor dos frangos em kW e (*b*) a taxa de destruição de exergia durante esse processo de resfriamento. Considere $T_0 = 25$ °C.

8–49 Esferas de aço-carbono ($\rho = 7.833$ kg/m^3 e $c_p = 0{,}465$ kJ/kg·°C) de 8 mm de diâmetro são recozidas por aquecimento: para isso, são deixadas a 900 °C em um forno, e depois resfriadas lentamente até 100 °C em ar ambiente a 35 °C. Considerando que 1.200 esferas tenham de ser recozidas por hora, determine (*a*) a taxa de transferência de calor das esferas para o ar e (*b*) a taxa de destruição da exergia decorrente da perda de calor das esferas para o ar.

Respostas: (*a*) 260 W; (*b*) 146 W

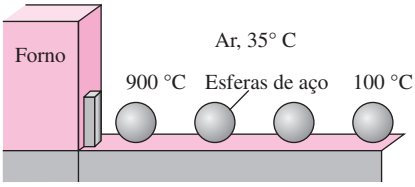


FIGURA P8–49

8–50 Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 0,75 kg de refrigerante-134a a 120 kPa e 20 °C. Calor é então transferido para o refrigerante de uma fonte a 150 °C, e o pistão, que está apoiado em um conjunto de batentes, começa a se mover quando a pressão interna atinge 140 kPa. A transferência de calor continua até que a temperatura atinge 90 °C. Considerando que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa, determine (*a*) o trabalho realizado, (*b*) a transferência de calor, (*c*) a exergia destruída e (*d*) a eficiência de segunda lei desse processo.

Respostas: (*a*) 1,53 kJ; (*b*) 44,2 kJ; (*c*) 8,94 kJ; (*d*) 31,6%

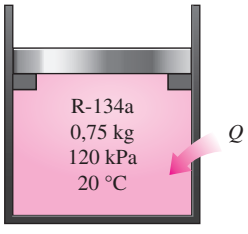


FIGURA P8–50

8–51 Um tanque rígido de 0,04 m^3 inicialmente contém ar nas condições ambientes de 100 kPa e 22 °C. Um tanque de 15 litros contendo água líquida a 85 °C é então colocado no tanque sem provocar nenhum vazamento de ar. Após alguma transferência de calor da água para o ar e para a vizinhança, tanto o ar como a água são medidos, e verifica-se que ambos estão a 44 °C. Determine (*a*) a perda de calor para a vizinhança e (*b*) a destruição de exergia durante esse processo.

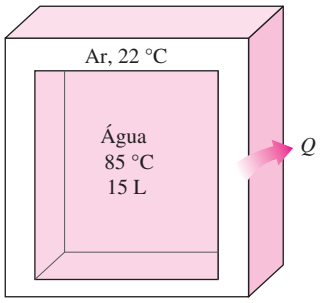


FIGURA P8–51

Análise da exergia dos volumes de controle

8–52 Refrigerante-134a a 1.200 kPa entra em uma válvula de expansão como líquido saturado e sai a 200 kPa. Determine (*a*) a temperatura do R-134a na saída da válvula de expansão e (*b*) a geração de entropia e a destruição de exergia durante esse processo. Considere $T_0 = 25$ °C.

8–53 Hélio inicialmente a 1.500 kPa e 300 °C é expandido em uma turbina até 100 kPa e 25 °C. Determine o trabalho máximo que essa turbina pode produzir, em kJ/kg. O trabalho máximo exige uma turbina adiabática?

8–54 Ar inicialmente a 100 kPa e 17 °C é comprimido em regime permanente por um compressor de 8 kW até 600 kPa e 167 °C, a uma taxa de 2,1 kg/min. Desprezando as variações das energias cinética e potencial, determine (*a*) o aumento da exergia do ar e (*b*) a taxa de exergia destruída durante esse processo. Considere que a vizinhança está a 17 °C.

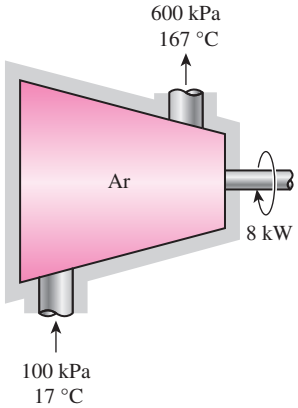


FIGURA P8–54

8–55 Reconsidere o Prob. 8–54. Usando o EES (ou outro programa), resolva o problema e determine a transferência de calor real (se houver) e sua direção, o consumo mínimo de potência (a potência reversível) e a eficiência de segunda lei do

compressor. Em seguida, interprete os resultados considerando uma temperatura de saída de 300 °C. Por último, justifique os valores da transferência de calor, da exergia destruída e da eficiência considerando uma temperatura de saída de 209,31 °C e um fluxo de massa de 2,466 kg/min.

8–56 Em um difusor de vapor adiabático, vapor entra a 500 kPa, 200 °C e 30 m/s, saindo como vapor saturado a 200 kPa. Calcule a eficiência de segunda lei do difusor. Considere $T_0 = 25$ °C.

Resposta: 88,4%

8–57 Ar a 200 kPa e 65 °C entra em um bocal em regime permanente a uma velocidade de 35 m/s, saindo a 95 kPa e 240 m/s. As perdas de calor do bocal para a vizinhança a 17 °C são estimadas em 3 kJ/kg. Determine (*a*) a temperatura de saída e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

Respostas: (*a*) 34,0 °C; (*b*) 36,9 kJ/kg

8–58 Reconsidere o Prob. 8–57. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito de uma variação de 100 m/s até 300 m/s na velocidade de saída do bocal sobre a temperatura de saída e sobre a exergia destruída. Em seguida, represente graficamente os resultados.

8–59 Vapor de água a 10 kPa e 50 °C entra em um difusor a uma velocidade de 300 m/s, saindo como vapor saturado a 50 °C e 70 m/s. A área de saída do difusor é de 3 m^2. Determine (*a*) o fluxo de massa de vapor de água e (*b*) o potencial de trabalho perdido durante esse processo. Considere que a vizinhança está a 25 °C.

8–60E Ar a 14,7 psia e 60 °F é comprimido em regime permanente por um compressor para 100 psia e 480 °F a uma taxa de 22 lbm/min. Considerando que a vizinhança está a 60 °F, determine a potência mínima entregue ao compressor. Considere o ar um gás ideal com calores específicos variáveis e despreze as variações das energias cinética e potencial.

8–61 Vapor de água a 6 MPa, 600 °C e 80 m/s entra em uma turbina adiabática e sai a 50 kPa, 100 °C e 140 m/s. Considerando que a potência produzida pela turbina é de 5 MW, determine (*a*) a potência reversível e (*b*) a eficiência de segunda lei da turbina. Considere que a vizinhança está a 25 °C.

Respostas: (*a*) 5,81 MW; (*b*) 86,1%

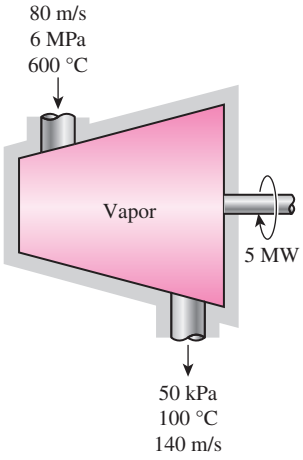


FIGURA P8–61

8–62 Vapor de água a 6 MPa e 400 °C é estrangulado para uma pressão de 2 MPa. Determine a diminuição da exergia do vapor durante esse processo. Considere que a vizinhança está a 25 °C.

Resposta: 143 kJ/kg

8–63 Dióxido de carbono a 100 kPa e 300 K entra em um compressor a uma vazão de 0,2 kg/s, saindo a 600 kPa e 450 K. Determine o consumo de potência no compressor, considerando que o processo não envolve irreversibilidades. Considere que a vizinhança está a 25 °C. *Resposta:* 25,5 kW

8–64 Gases de combustão a 900 °C, 800 kPa e 100 m/s entram em uma turbina a gás, saindo a 650 °C, 400 kPa e 220 m/s. Considerando $c_p = 1{,}15$ kJ/kg·°C e $k = 1{,}3$ para os gases de combustão, determine (*a*) a exergia dos gases de combustão na entrada da turbina e (*b*) o trabalho produzido pela turbina em condições reversíveis. Considere a vizinhança a 25 °C e 100 kPa. Essa turbina pode ser adiabática?

8–65E Refrigerante-134a entra em um compressor adiabático como vapor saturado a 30 psia a uma taxa de 20 pés^3/min, saindo a 70 psia de pressão. Considerando que a eficiência isentrópica do compressor é de 80%, determine (*a*) o consumo real de potência e (*b*) a eficiência de segunda lei do compressor. Considere que a vizinhança esteja a 75 °F.

Respostas: (*a*) 2,85 hp; (*b*) 79,8%

8–66 Refrigerante-134a entra em um compressor adiabático a –26 °C como vapor saturado a uma taxa de 0,45 m^3/min, saindo a 800 kPa e 50 °C. Determine (*a*) o consumo de potência no compressor, (*b*) a eficiência isentrópica do compressor e (*c*) a taxa de destruição de exergia e a eficiência de segunda lei do compressor. Considere $T_0 = 27$ °C.

Respostas: (*a*) 2,06 kW; (*b*) 82,4%; (*c*) 0,342 kW; 83,4%

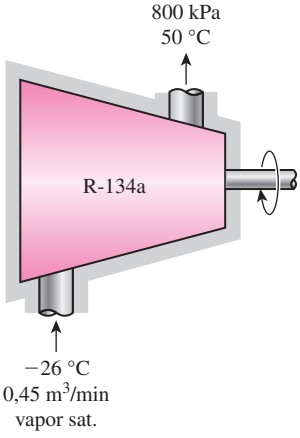


FIGURA P8–66

8–67 Refrigerante-134a é condensado em um sistema de refrigeração, rejeitando calor para o ar ambiente a 25 °C. O refrigerante entra no condensador a 700 kPa e 50 °C a uma taxa de 0,05 kg/s, saindo como líquido saturado com a mesma pressão anterior. Determine (*a*) a taxa de calor rejeitado no condensador, (*b*) o COP desse ciclo de refrigeração, considerando que a carga de resfriamento a

essas condições é de 6 kW, e (*c*) a taxa de destruição de exergia no condensador.

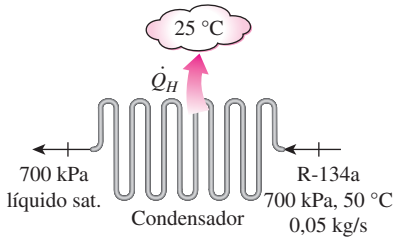


FIGURA P8–67

8–68E Refrigerante-22 absorve calor de um espaço resfriado a 50 °F à medida que flui ao longo de um evaporador de um sistema de refrigeração. Em um determinado processo, o R-22 entra no evaporador a 10 °F a uma taxa de 0,08 lbm/s com um título de 0,3, saindo como vapor saturado à mesma pressão. Determine (*a*) a taxa de resfriamento fornecida, em Btu/h, (*b*) a taxa de destruição de exergia no evaporador e (*c*) a eficiência de segunda lei do evaporador. Considere $T_0 = 77$ °F. As propriedades do R-22 na entrada e saída do evaporador são: $h_1 = 107{,}5$ Btu/lbm, $s_1 = 0{,}2851$ Btu/lbm·R, $h_2 = 172{,}1$ Btu/lbm, $s_2 = 0{,}4225$ Btu/lbm·R

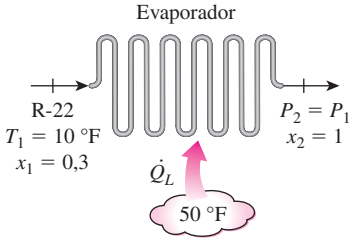


FIGURA P8–68

8–69 Ar a 101 kPa e 27 °C é comprimido por um compressor até 400 kPa e 220 °C a uma taxa de 0,15 kg/s. Desprezando as variações das energias cinética e potencial e considerando a vizinhança a 25 °C, determine o consumo de potência reversível para esse processo.

Resposta: 24,5 kW

8–70 Reconsidere o Prob. 8–69. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão de saída do compressor sobre a potência reversível. Considere uma variação de 200 kPa até 600 kPa para a pressão de saída do compressor, mantendo a temperatura de saída a 220 °C. Trace uma curva para o consumo de potência reversível desse processo em função da pressão de saída do compressor.

8–71 Quanta exergia é perdida em um vaso rígido preenchido com 1 kg de líquido R-134a, cuja temperatura se mantém constante a 20 °C, enquanto vapor R-134a é liberado do vaso? Considere que esse vaso pode trocar calor com a atmosfera circundante, que está a 100 kPa e 20 °C; o vapor é liberado até que a última gota do líquido no interior do vaso desapareça.

8–72E Um recipiente adiabático de 40 pés^3 está inicialmente evacuado. A linha de fornecimento contém ar, mantido a 150 psia e 90 °F. A válvula é então aberta até que a pressão no recipiente seja a mesma que a pressão na linha de fornecimento. Determine o potencial de trabalho do ar nesse recipiente quando ele estiver cheio. Considere $T_0 = 80$ °F.

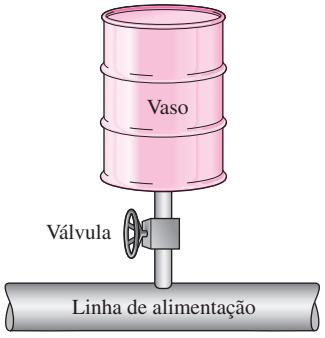


FIGURA P8–72E

8–73E Qual será o potencial de trabalho do ar no recipiente cheio do problema anterior, considerando que ele está de tal maneira preenchido que a pressão e a temperatura finais são as mesmas que na linha de fornecimento? A temperatura do meio ambiente circundante é de 80 °F. Observe que o recipiente não pode ser adiabático nesse caso e pode trocar calor com o ambiente natural.

Resposta: 1.110 Btu

8–74 Vapor de água se expande em regime permanente em uma turbina a uma vazão de 15.000 kg/h, entrando a 8 MPa e 450 °C e saindo a 50 kPa como vapor saturado. Considerando a vizinhança a 100 kPa e 25 °C, determine (*a*) o potencial de potência do vapor de água às condições de entrada e (*b*) a produção de potência da turbina na ausência de irreversibilidades.

Respostas: (*a*) 5.515 kW; (*b*) 3.902 kW

8–75E Ar em condições ambientes de 15 psia e 60 °F entra em um compressor com uma velocidade baixa e sai a 150 psia, 620 °F e 350 pés/s. O compressor é então resfriado pelo ar ambiente a 60 °F a uma taxa de 1.500 Btu/min. A potência entregue ao compressor é de 400 hp. Determine (*a*) o fluxo de massa de ar e (*b*) a parte da potência entregue que é usada apenas para superar as irreversibilidades.

8–76 Gases quentes de combustão entram no bocal de um turbopropulsor a 230 kPa, 627 °C e 60 m/s, saindo a 70 kPa e 450 °C. Considerando que o bocal é adiabático e que a vizinhança está a 20 °C, determine (*a*) a velocidade na saída e (*b*) a diminuição da exergia dos gases. Considere $k = 1{,}3$ e $c_p = 1{,}15$ kJ/kg·°C para os gases de combustão.

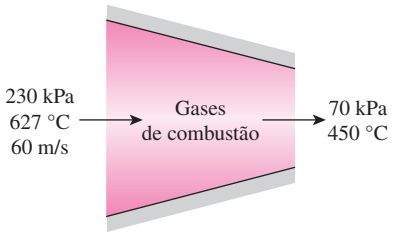


FIGURA P8–76

8–77 O vapor de água é geralmente acelerado no bocal de uma turbina antes de atingir as suas pás. Em um processo, o vapor entra em um bocal adiabático a 7 MPa e 500 °C com uma velocidade de 70 m/s, saindo a 5 MPa e 450 °C. Considerando que a vizinhança está a 25 °C, determine (*a*) a velocidade de saída do vapor, (*b*) a eficiência isentrópica e (*c*) a exergia destruída dentro do bocal.

8–78 Ar ambiente a 100 kPa e 300 K é comprimido de forma isentrópica em um dispositivo com escoamento em regime permanente a 1 MPa. Determine (*a*) o consumo de trabalho no compressor, (*b*) a exergia do ar na saída do compressor e (*c*) a exergia do ar comprimido depois que ele é resfriado a 300 K a uma pressão de 1 MPa.

8–79 Um tanque rígido de 0,1 m^3 contém inicialmente refrigerante-134a a 1,2 MPa e título de 100%. O tanque está conectado por uma válvula a uma linha de alimentação que transporta refrigerante-134a a 1,6 MPa e 30 °C. A válvula é então aberta, permitindo que o refrigerante entre no tanque, e é fechada quando o tanque contém apenas líquido saturado a 1,4 MPa. O refrigerante troca calor com a vizinhança a 45 °C e 100 kPa durante esse processo. Determine (*a*) a massa do refrigerante que entrou no tanque e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

8–80 Um tanque rígido de 0,6 m^3 está ocupado por água líquida saturada a 170 °C. Uma válvula na parte inferior do tanque é então aberta, e metade da massa total é retirada do tanque na forma líquida. Calor é transferido para a água de uma fonte a 210 °C para que a temperatura do tanque permaneça constante. Determine (*a*) o calor transferido e (*b*) o trabalho reversível e a destruição de exergia desse processo. Considere que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa.

Respostas: (*a*) 2.545 kJ; (*b*) 141,2 kJ; 141,2 kJ

8–81E Um tanque rígido isolado de 260 $pés^3$ contém ar a 40 psia e 180 °F. Uma válvula conectada ao tanque é então aberta, e o ar escapa até que a pressão interna caia para 20 psia. A temperatura do ar durante esse processo é mantida constante por um aquecedor a resistência elétrica colocado no tanque. Determine (*a*) o trabalho elétrico realizado durante esse processo e (*b*) a destruição da exergia. Considere que a vizinhança esteja a 70 °F.

Respostas: (*a*) 962 Btu; (*b*) 782 Btu

8–82 Um arranjo pistão-cilindro vertical contém inicialmente 0,1 m^3 de hélio a 20 °C. A massa do pistão é tal que ele mantém uma pressão interna constante de 300 kPa. Uma válvula é então aberta, e o hélio escapa até que o volume interno do cilindro diminua pela metade. Uma transferência de calor ocorre entre o hélio e a vizinhança a 20 °C e 95 kPa para que a temperatura do hélio no cilindro permaneça constante. Determine (*a*) o potencial máximo de trabalho do hélio no estado inicial e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

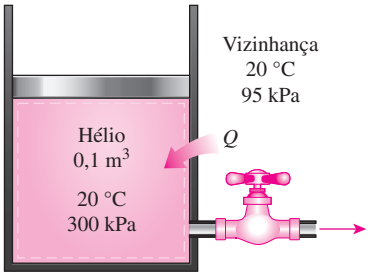


FIGURA P8–82

8–83 Um tanque rígido de 0,2 m^3 contém inicialmente vapor saturado de refrigerante-134a a 1 MPa. O tanque está conectado por uma válvula a uma linha de alimentação que transporta refrigerante-134a a 1,4 MPa e 60 °C. A válvula é então aberta, e o refrigerante entra no tanque. A válvula é fechada quando metade do volume do tanque é preenchido com líquido, e o restante, com vapor a 1,2 MPa. O refrigerante troca calor durante esse processo com a vizinhança a 25 °C. Determine (*a*) a transferência de calor e (*b*) a destruição de exergia associada a esse processo.

8–84 Um arranjo pistão-cilindro vertical e isolado contém inicialmente 15 kg de água, dos quais 13 kg estão na fase vapor. A massa do pistão é tal que mantém uma pressão constante de 300 kPa dentro do cilindro. Vapor de água a 2 MPa e 400 °C de uma linha de suprimento escoa para dentro do cilindro até que todo o líquido do cilindro seja vaporizado. Considerando que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa, determine (*a*) a massa de vapor que entrou e (*b*) a exergia destruída durante esse processo.

Respostas: (*a*) 8,27 kg; (*b*) 2.832 kJ

8–85 Considere uma família com quatro pessoas. Cada uma delas toma um banho de 6 min todas as manhãs. A vazão média do chuveiro é de 10 L/min. A água da rede a 15 °C é aquecida até 55 °C em um aquecedor de água elétrico e temperada a 42 °C com água fria na conexão em T antes de ser direcionada ao chuveiro. Determine a quantidade de exergia destruída anualmente por essa família resultante dos banhos diários. Considere $T_0 = 25$ °C.

8–86 Água líquida a 200 kPa e 15 °C é aquecida em uma câmara ao ser misturada com vapor superaquecido a 200 kPa e 200 °C. A água líquida entra na câmara de mistura a uma taxa de 4,0 kg/s, e

estima-se que a câmara perca calor para o ambiente a 25 °C a uma taxa de 600 kJ/min. Considerando que a mistura sai da câmara a 200 kPa e 80 °C, determine (*a*) o fluxo de massa do vapor de água superaquecido e (*b*) o potencial de trabalho perdido durante esse processo de mistura.

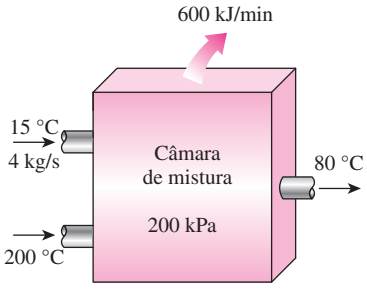


FIGURA P8–86

8–87 Ar externo (c_p = 1,005 kJ/kg·°C) deve ser preaquecido por gases de exaustão quentes em um trocador de calor com escoamento cruzado antes de entrar em um forno. O ar entra no trocador a 101 kPa e 30 °C a uma taxa de 0,5 m³/s. Os gases de combustão (c_p = 1,10 kJ/kg·°C) entram a 240 °C a uma vazão de 1,1 kg/s e saem a 190 °C. Determine a taxa de transferência de calor para o ar e a taxa de destruição de exergia no trocador de calor.

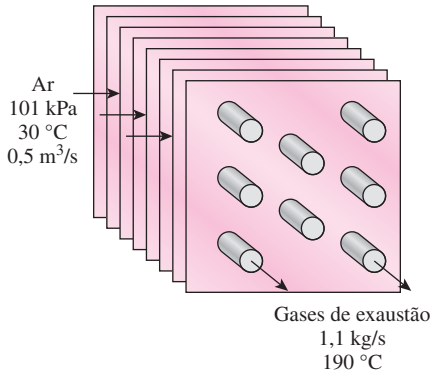


FIGURA P8–87

8–88 Um trocador de calor bem isolado do tipo casco e tubo é usado para aquecer água (c_p = 4,18 kJ/kg·°C) nos tubos de 20 °C a 70 °C a uma vazão de 4,5 kg/s. Calor é fornecido por óleo quente (c_p = 2,30 kJ/kg·°C), que entra no lado do casco a 170 °C e a uma vazão de 10 kg/s. Desprezando as perdas de calor no trocador de calor, determine (*a*) a temperatura de saída do óleo e (*b*) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor. Considere T_0 = 25 °C.

8–89E Vapor deve ser condensado no lado do casco de um trocador de calor a 120 °F. A água de resfriamento entra nos tubos a 60 °F a uma taxa de 115,3 lbm/s, saindo a 73 °F. Considerando que o trocador de calor está bem isolado, determine (*a*) a taxa de transferência de calor no trocador de calor e (*b*) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor. Considere T_0 = 77 °F.

8–90 Vapor de água entra em uma turbina a 9 MPa, 600 °C e 60 m/s, saindo a 20 kPa e 90 m/s com um conteúdo de umidade de 5%. A turbina não é adequadamente isolada, e estima-se que calor seja perdido pela turbina a uma taxa de 220 kW. A potência produzida pela turbina é de 4,5 MW. Considerando que a vizinhança está a 25 °C, determine (*a*) a potência reversível da turbina, (*b*) a exergia destruída dentro da turbina e (*c*) a eficiência de segunda lei da turbina. (*d*) Estime também o possível aumento da potência da turbina que ocorreria se esta estivesse perfeitamente isolada.

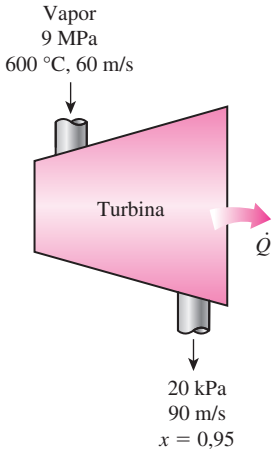


FIGURA P8–90

8–91 Ar entra em um compressor nas condições ambientes de 100 kPa e 20 °C a uma vazão volumétrica de 4,5 m³/s com velocidade baixa, saindo a 900 kPa, 60 °C e 80 m/s. O compressor é então resfriado por água de resfriamento, que experimenta uma elevação de temperatura de 10 °C. A eficiência isotérmica do compressor é de 70%. Determine (*a*) a potência real e a potência reversível, (*b*) a eficiência de segunda lei e (*c*) o fluxo de massa da água de resfriamento.

8–92 Água líquida a 15 °C é aquecida em uma câmara pela mistura com vapor de água saturado. A água líquida entra na câmara na mesma pressão que o vapor a uma vazão de 4,6 kg/s, e o vapor de água saturado entra a uma vazão de 0,23 kg/s. A mistura deixa a câmara como líquido a 45 °C. Considerando que a vizinhança está a 15 °C, determine (*a*) a temperatura do vapor de água saturado que entra na câmara, (*b*) a destruição da exergia durante esse processo de mistura e (*c*) a eficiência de segunda lei para a câmara de mistura.

Respostas: (*a*) 114,3 °C; (*b*) 114,7 kW; (*c*) 0,207

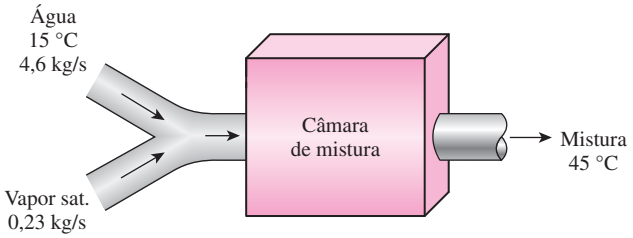


FIGURA P8–92

8–93 Obtenha uma expressão para o potencial de trabalho do conteúdo monofásico de um recipiente rígido adiabático, considerando que o recipiente, inicialmente vazio, é preenchido por uma única abertura de uma fonte de fluido de trabalho, cujas propriedades se mantêm fixas.

Problemas de revisão

8–94E Um refrigerador tem uma eficiência de segunda lei de 28%, e calor é removido do espaço refrigerado a uma taxa de 800 Btu/min. Considerando que o espaço é mantido a 25 °F enquanto a temperatura do ar envolvente é de 90 °F, determine a potência entregue ao refrigerador.

8–95 Refrigerante-134a inicialmente a 900 kPa e 30 °C se expande de forma adiabática em uma válvula de expansão até 120 kPa. Considerando condições ambientes de 100 kPa e 20 °C, determine (*a*) o potencial de trabalho do R-134a na entrada, (*b*) a destruição de exergia durante esse processo e (*c*) a eficiência de segunda lei.

8–96 Vapor de água entra em um bocal adiabático a 3,5 MPa e 300 °C com uma velocidade baixa, saindo a 1,6 MPa e 250 °C a uma vazão de 0,4 kg/s. Considerando que o estado do ambiente é de 100 kPa e 18 °C, determine (*a*) a velocidade de saída, (*b*) a taxa de destruição de exergia e (*c*) a eficiência de segunda lei.

8–97 Refrigerante-134a a 1.600 kPa e 80 °C é expandido adiabaticamente em um sistema fechado até 100 kPa, com uma eficiência de expansão isentrópica de 85%. Determine a eficiência de segunda lei da expansão. Considere $T_0 = 25$ °C e $P_0 = 100$ kPa.

8–98 Vapor inicialmente saturado é condensado em um sistema fechado a uma pressão constante de 75 kPa até se tornar líquido saturado, rejeitando calor para um reservatório de energia térmica a 37 °C. Determine a eficiência de segunda lei desse processo. Considere $T_0 = 25$ °C e $P_0 = 100$ kPa.

8–99 Refrigerante-134a é convertido de líquido saturado para vapor saturado em um sistema fechado por um processo reversível a uma pressão constante mediante a transferência de calor a partir de um reservatório de calor a 0 °C. Do ponto de vista da segunda lei, é mais eficaz fazer essa mudança de fase a 100 kPa ou a 200 kPa? Considere $T_0 = 25$ °C e $P_0 = 100$ kPa.

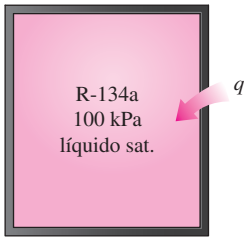


FIGURA P8–99

8–100 Um radiador elétrico de 50 L contendo óleo de aquecimento é colocado em uma sala bem vedada de 75 m^3. Tanto o ar da sala como o óleo do radiador estão inicialmente à temperatura ambiente de 6 °C. O aquecedor com potência nominal de 2,4 kW é então ligado. Calor também se perde da sala a uma taxa média de 0,75 kW. O aquecedor é desligado após algum tempo, no momento em que as temperaturas do ar da sala e do óleo são medidas como 20 °C e 60 °C, respectivamente. Considerando que a densidade e o calor específico do óleo correspondem a 950 kg/m^3 e 2,2 kJ/kg·°C, determine (*a*) por quanto tempo o aquecedor é mantido ligado, (*b*) a destruição de exergia e (*c*) a eficiência de segunda lei para esse processo.

Respostas: (*a*) 66,6 min; (*b*) 9,09 MJ; (*c*) 5,3%

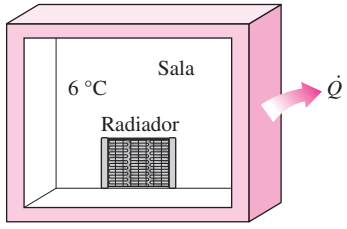


FIGURA P8–100

8–101 Gases quentes de exaustão que saem de um motor a combustão interna a 400 °C e 150 kPa a uma vazão de 0,8 kg/s devem ser usados para produzir vapor de água saturado a 200 °C em um trocador de calor isolado. A água entra no trocador de calor à temperatura ambiente de 20 °C, e os gases de exaustão saem do trocador de calor a 350 °C. Determine (*a*) a taxa de produção de vapor de água, (*b*) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor e (*c*) a eficiência de segunda lei do trocador de calor.

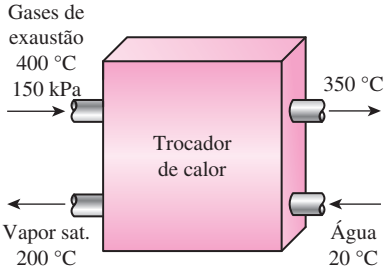


FIGURA P8–101

8–102 No inverno, as superfícies interna e externa de um vidro de uma janela de 0,5 cm de espessura e 2 m × 2 m estão a 10 °C e 3 °C, respectivamente. Considerando que a taxa de perda de calor pela janela é de 4,4 kJ/s, determine o calor que se perde pelo vidro (em kJ) em um período de cinco horas. Determine também

a taxa de destruição de exergia associada a esse processo. Considere $T_0 = 5$ °C.

8–103 Uma panela de alumínio tem uma base plana com 30 cm de diâmetro. Calor é transferido de forma constante para a água fervente da panela por meio de sua parte inferior a uma taxa de 1.100 W. Considerando que as temperaturas das superfícies interna e externa da parte inferior da panela são de 104 °C e 105 °C, respectivamente, determine a taxa de destruição de exergia dentro da base da panela durante esse processo. Considere $T_0 = 25$ °C.

8–104 Um lago tem uma base com área de 20.000 m^2, e a água tem 12 m de profundidade. O terreno em volta do lago está a 140 m abaixo da base do lago. Determine a quantidade máxima de trabalho elétrico em kWh que pode ser gerada se essa água for usada para alimentar uma usina hidrelétrica.

Resposta: 95.500 kWh

8–105 Um elemento de resistência elétrica de 50 cm de comprimento e 800 W, cujo diâmetro é de 0,5 cm, está imerso em 40 kg de água inicialmente a 20 °C. Considerando que o recipiente de água está bem isolado, determine quanto tempo levará para que esse aquecedor eleve a temperatura da água até 80 °C. Determine também o consumo mínimo necessário de calor e a destruição de exergia desse processo, em kJ. Considere $T_0 = 20$ °C.

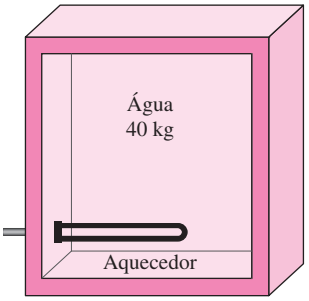


FIGURA P8–105

8–106 Um tubo de água quente a 80 °C com 5 cm de diâmetro externo e 10 m de comprimento está perdendo calor por convecção para o ar da vizinhança a 5 °C a uma taxa de 1.175 W. Determine a taxa com a qual o potencial de trabalho é desperdiçado durante esse processo, como resultado dessa perda de calor.

8–107 Uma turbina adiabática opera com ar entrando a 550 kPa e 425 K e saindo a 110 kPa e 325 K. Calcule a eficiência de segunda lei dessa turbina. Considere $T_0 = 25$ °C. *Resposta:* 64,0%

8–108 Em um bocal de vapor adiabático o vapor entra a 300 kPa, 150 °C e 45 m/s, saindo como vapor saturado a 150 kPa. Calcule a velocidade de saída efetiva e máxima. Considere $T_0 = 25$ °C.

Respostas: 372 m/s; 473 m/s

8–109E Uma turbina a vapor está equipada para "sangrar" 6% do vapor de entrada para aquecimento de água de alimentação. Ela é operada com vapor a 500 psia e 600 °F na entrada, uma pressão de "sangramento" de 100 psia e uma pressão de escape de 5 psia. O rendimento da turbina entre a entrada e o ponto de "sangria" é de 97%, e a eficiência entre o ponto de "sangria" e de escape é de 95%. Calcule a eficiência de segunda lei dessa turbina. Considere $T_0 = 77$ °F.

8–110 Para controlar uma turbina a vapor isentrópica, uma válvula de estrangulamento é colocada na linha de vapor que conduz à entrada da turbina. Vapor a 6 MPa e 700 °C é fornecido à entrada do estrangulador, e a pressão dos gases de escape da turbina é fixada em 70 kPa. Qual será o efeito sobre o fluxo de exergia na entrada da turbina se a válvula de estrangulamento for parcialmente fechada, fazendo que a pressão na entrada da turbina seja de 3 MPa? Compare a eficiência de segunda lei desse sistema quando a válvula estiver parcialmente aberta e quando estiver totalmente aberta. Considere $T_0 = 25$ °C.

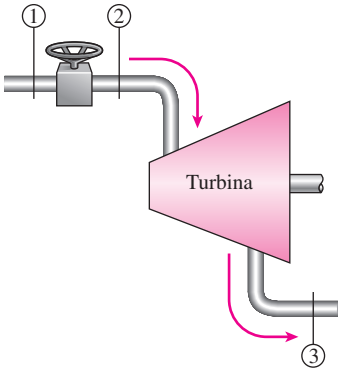


FIGURA P8–110

8–111 Dois tanques rígidos estão conectados por uma válvula. O tanque *A* é isolado e contém 0,2 m^3 de vapor de água a 400 kPa e título de 80%. O tanque *B* não é isolado e contém 3 kg de vapor a 200 kPa e 250 °C. A válvula é então aberta, e o vapor de água escoa do tanque *A* para o tanque *B* até que a pressão do tanque *A* caia para 300 kPa. Durante esse processo, são transferidos 900 kJ de calor do tanque *B* para a vizinhança a 0 °C. Considerando que o vapor de água que permaneceu dentro do tanque *A* tenha passado por um processo adiabático reversível, determine (*a*) a temperatura final de cada tanque e (*b*) o potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo.

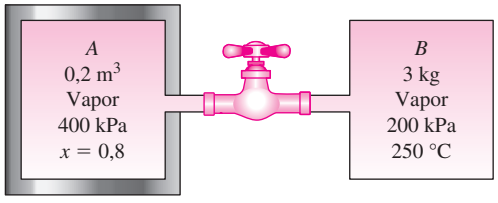


FIGURA P8–111

8–112E Um arranjo pistão-cilindro contém inicialmente 8 pés^3 de gás hélio a 40 psia e 70 °F. O hélio é comprimido em um processo politrópico (Pv^n = constante) a 140 psia e 320 °F. Considerando

que a vizinhança está a 14,7 psia e 70 °F, determine (*a*) o trabalho real útil consumido e (*b*) o mínimo consumo de trabalho útil necessário para esse processo.

Respostas: (*a*) 50,0 Btu; (*b*) 46,3 Btu

8–113 Vapor de água a 9 MPa e 500 °C entra em uma turbina adiabática de dois estágios a uma vazão de 15 kg/s. Extraem-se 10% do vapor ao final do primeiro estágio a uma pressão de 1,4 MPa, para uma outra finalidade. O restante do vapor de água é expandido no segundo estágio e deixa a turbina a 50 kPa. Considerando que a turbina tem uma eficiência isentrópica de 88%, determine o potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo como resultado das irreversibilidades. Considere que a vizinhança está a 25 °C.

8–114 Vapor de água entra em uma turbina adiabática de dois estágios a 8 MPa e 500 °C. Ele se expande no primeiro estágio até um estado de 2 MPa e 350 °C. Em seguida, o vapor é reaquecido a uma pressão constante até uma temperatura de 500 °C antes de ser direcionado para o segundo estágio, de onde sai a 30 kPa e com um título de 97%. A potência produzida pela turbina é de 5 MW. Considerando que a vizinhança está a 25 °C, determine a potência reversível e a taxa de destruição da exergia dentro dessa turbina.

Respostas: 5.457 W; 457 kW

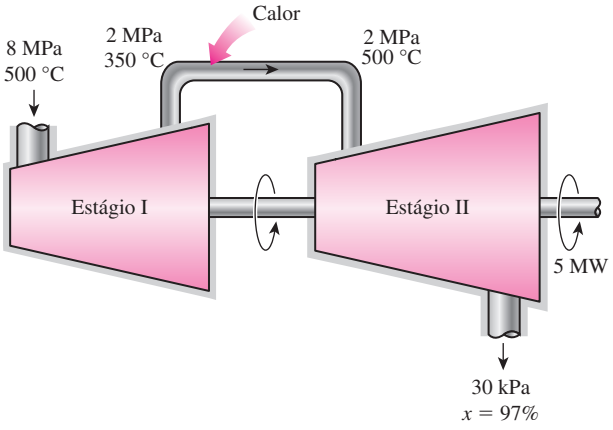


FIGURA P8–114

8–115 Considere um cilindro rígido, horizontal e bem isolado, dividido em dois compartimentos por um pistão com liberdade de movimento, mas que não permite vazamento de gás para o outro lado. Inicialmente, um lado do pistão contém 1 m^3 de gás N_2 a 500 kPa e 80 °C, enquanto o outro lado contém 1 m^3 de gás He a 500 kPa e 25 °C. Equilíbrio térmico é então estabelecido no cilindro como resultado da transferência de calor através do pistão. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio do cilindro e (*b*) o potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo. O que você responderia se o pistão não tivesse movimento livre? Considere T_0 = 25 °C.

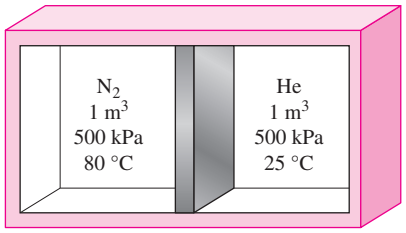


FIGURA P8–115

8–116 Repita o Prob. 8–115 considerando que o pistão é feito de 5 kg de cobre e inicialmente está à temperatura média dos dois gases em ambos os lados.

8–117E Gás argônio entra em uma turbina adiabática a 1.500 °F e 200 psia a uma taxa de 40 lbm/min, saindo a 30 psia. Considerando que a potência produzida pela turbina é de 95 hp, determine (*a*) a eficiência isentrópica e (*b*) a eficiência de segunda lei da turbina. Considere que a vizinhança está a 77 °F.

8–118 Nas grandes usinas de potência a vapor, a água de alimentação frequentemente é aquecida em aquecedores de água de alimentação de contato indireto. São basicamente trocadores de calor, que usam vapor de água extraído em algum estágio da turbina para esse processo de aquecimento. Em um processo, o vapor de água entra no aquecedor de água de alimentação a 1,6 MPa e 250 °C, saindo como líquido saturado à mesma pressão. Já a água de alimentação entra no aquecedor a 4 MPa e 30 °C, saindo a 10 °C abaixo da temperatura de saída do vapor. Desprezando as perdas de calor pelas superfícies externas do aquecedor, determine (*a*) a razão entre os fluxos de massa do vapor extraído e da água de alimentação, (*b*) o trabalho reversível desse processo por unidade de massa da água de alimentação. Considere que a vizinhança está a 25 °C.

Respostas: (*a*) 0,333; (*b*) 110 kJ/kg

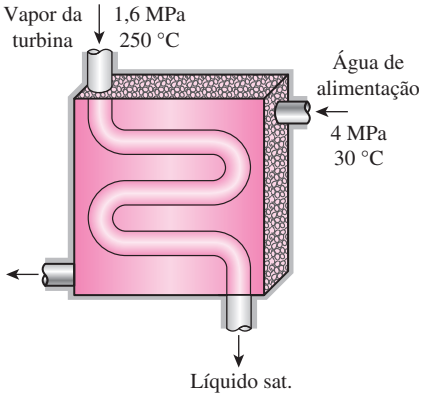


FIGURA P8–118

8–119 Reconsidere o Prob. 8–118. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do estado do vapor de água na entrada do aquecedor de água de alimentação sobre a razão entre os fluxos de massa e sobre a potência reversível.

Considere uma variação de 200 kPa a 2.000 kPa para a pressão de vapor extraída. Trace um gráfico para a razão entre os fluxos e para o trabalho reversível desse processo por unidade de massa da água de alimentação como funções da pressão de extração.

8–120 A fim de resfriar 1 ton de água a 20 °C em um tanque isolado, uma pessoa despeja 80 kg de gelo a –5 °C dentro da água. Determine (*a*) a temperatura final de equilíbrio no tanque e (*b*) a exergia destruída durante esse processo. A temperatura de fusão e o calor de fusão do gelo à pressão atmosférica são de 0 °C e 333,7 kJ/kg respectivamente. Considere $T_0 = 20$ °C.

8–121 Uma tonelada de água líquida a 65 °C é colocada em uma sala bem isolada e bem vedada de 3 m × 4 m × 7 m que está inicialmente a 16 °C e 100 kPa. Considerando calores específicos constantes para o ar e a água à temperatura ambiente, determine (*a*) a temperatura de equilíbrio final da sala, (*b*) a destruição de exergia e (*c*) a máxima quantidade de trabalho que poderia ser produzida durante esse processo, em kJ. Considere $T_0 = 10$ °C.

8–122 Considere uma garrafa rígida de 12 L evacuada e exposta à atmosfera a 100 kPa e 17 °C. Em um processo, uma válvula no gargalo da garrafa é aberta e o ar atmosférico escoa para dentro da garrafa. O ar armazenado na garrafa acaba atingindo o equilíbrio térmico com a atmosfera como resultado da transferência de calor pela parede da garrafa. A válvula permanece aberta durante o processo, para que o ar admitido também atinja o equilíbrio mecânico com a atmosfera. Determine a transferência líquida de calor pela parede da garrafa e a exergia destruída durante esse processo de enchimento.

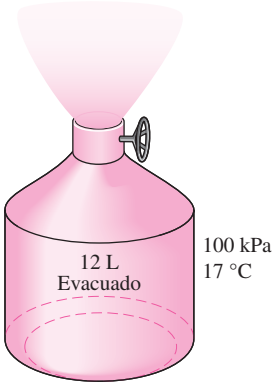


FIGURA P8–122

8–123 Um arranjo pistão-cilindro sem atrito, mostrado na Fig. P8-123, contém inicialmente 0,01 m³ de gás argônio a 400 K e 350 kPa. Calor é transferido para o argônio de uma fornalha a 1.200 K, e o gás expande-se isotermicamente até que o seu volume seja dobrado. Não há transferência de calor entre o argônio e o ar circundante atmosférico, que está a 300 K e 100 kPa. Determine (*a*) a produção de trabalho útil, (*b*) a exergia destruída e (*c*) o trabalho máximo que pode ser produzido durante esse processo.

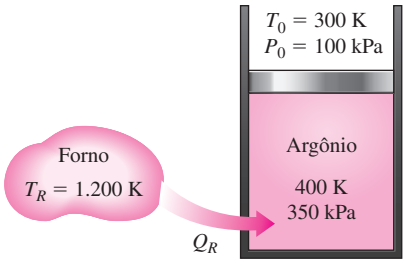


FIGURA P8–123

8–124 Dois dispositivos mantidos a uma pressão constante, cada um contendo 30 kg de ar, têm temperaturas de 900 K e 300 K. Uma máquina térmica colocada entre os dois dispositivos extrai calor do dispositivo com a temperatura maior, produz trabalho e rejeita calor para o dispositivo com a temperatura menor. Determine o trabalho máximo que pode ser produzido pela máquina térmica e as temperaturas finais dos dispositivos. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

8–125 Um tanque de volume constante contém 20 kg de nitrogênio a 1.000 K, e um dispositivo mantido a uma pressão constante contém 10 kg de argônio a 300 K. Uma máquina térmica colocada entre o tanque e o dispositivo extrai calor do tanque com maior temperatura, produz trabalho e rejeita calor para o tanque de menor temperatura. Determine o máximo trabalho que pode ser produzido pela máquina térmica e as temperaturas finais do nitrogênio e do argônio. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

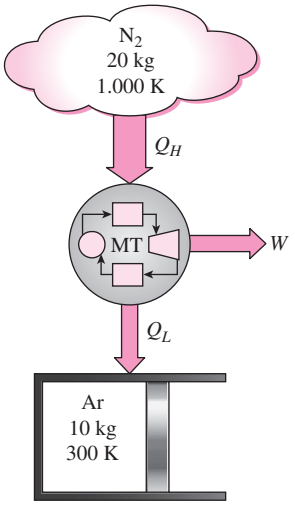


FIGURA P8–125

8–126 Um cilindro rígido com 50 L nitrogênio está equipado com uma válvula de segurança ajustada em 1.200 kPa. Inicialmente, esse cilindro contém nitrogênio a 1.200 kPa e 20 °C. Calor é então transferido para o nitrogênio de um reservatório de energia térmica a 500 °C, e uma quantidade de nitrogênio escapa até que

sua massa torna-se a metade do valor inicial. Determine a mudança no potencial de trabalho do nitrogênio, resultado desse aquecimento. Considere $T_0 = 20$ °C.

8–127 Um tanque rígido bem isolado de 100 L está inicialmente preenchido com nitrogênio a 1.000 kPa e 20 °C. Uma válvula é então aberta, e metade da massa do nitrogênio escapa. Determine a mudança no conteúdo de exergia do tanque.

8–128 Vapor de água deve ser condensado no condensador de uma usina de potência a vapor a uma temperatura de 45 °C com água de resfriamento de um lago próximo, que entra nos tubos do condensador a 12 °C a uma vazão de 330 kg/s e sai a 20 °C. Considerando que o condensador está perfeitamente isolado, determine (*a*) a taxa de condensação do vapor de água e (*b*) a taxa de destruição de exergia no condensador. *Respostas*: (*a*) 4,61 kg; (*b*) 998 kW

8–129 O tanque de armazenamento de ar comprimido mostrado na Fig. P8–129 tem um volume de 500.000 m^3 e contém inicialmente ar a 100 kPa e 20 °C. Em um processo, o compressor isentrópico passa a comprimir ar, que entra no compressor a 100 kPa e 20 °C até que o tanque esteja cheio, a 600 kPa e 20 °C. Todas as trocas de calor são com o ar circundante a 20 °C. Calcule a mudança no potencial de trabalho do ar armazenado no tanque. Como isso se compara com o trabalho necessário para comprimir o ar enquanto o tanque estava sendo preenchido?

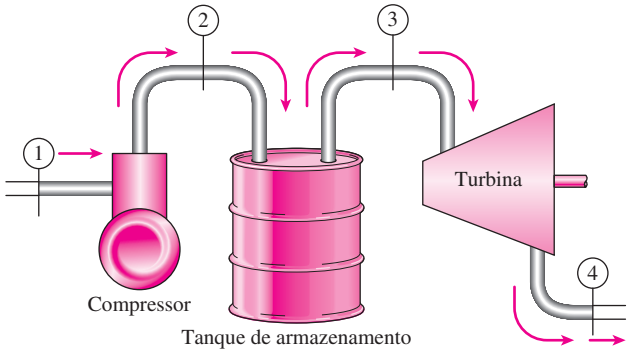


FIGURA P8–129

8–130 O ar armazenado no tanque do problema anterior é agora liberado pela turbina isentrópica até que o conteúdo do tanque esteja a 100 kPa e 20 °C. A pressão é sempre 100 kPa na saída da turbina, e todas as trocas de calor são com o ar circundante que está a 20 °C. Como o trabalho total produzido pela turbina se compara com a mudança no potencial de trabalho do ar no tanque de armazenamento?

8–131 Um tanque de volume constante está a 600 K, e um dispositivo mantido a uma pressão constante está a 280 K. Tanto o tanque como o dispositivo contêm 40 kg de ar. Uma máquina térmica colocada entre o tanque e o dispositivo recebe calor do tanque de maior temperatura, produz trabalho e rejeita calor para o tanque com menor temperatura. Determine o trabalho máximo que pode ser produzido pela máquina térmica e as temperaturas finais do tanque e do dispositivo. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

8–132E Em uma instalação, placas de latão quadradas de 2 pés × 2 pés e com 1,2 pol de espessura ($\rho = 532{,}5$ lbm/pé^3 e $c_p = 0{,}091$ Btu/lbm·°F), inicialmente a uma temperatura uniforme de 75 °F, são aquecidas quando passam por um forno a 1.300 °F a uma taxa de 300 por minuto. Considerando que as placas permanecem no forno até que a sua temperatura média suba para 1.000 °F, determine a taxa de transferência de calor para as placas na fornalha e a taxa de destruição de exergia associada com esse processo de transferência de calor.

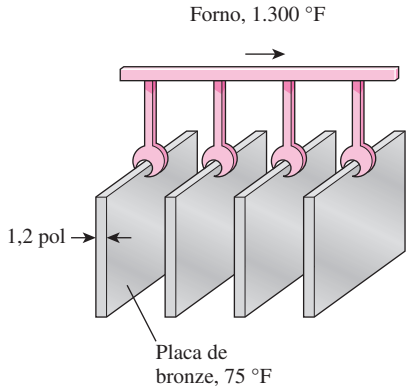


FIGURA P8–132E

8–133 Barras de aço cilíndricas e longas ($\rho = 7.833$ kg/m^3 e $c_p = 0{,}465$ kJ/kg·°C) de 10 cm de diâmetro são tratadas termicamente ao serem conduzidas a uma velocidade de 3 m/min em um forno de 6 m de comprimento mantido a 900 °C. Considerando que as barras entram no forno a 30 °C e saem a 700 °C, determine (*a*) a taxa de transferência de calor para as barras no forno e (*b*) a taxa de destruição de exergia associada a esse processo de transferência de calor. Considere $T_0 = 25$ °C.

8–134 Um trocador de calor bem isolado deve aquecer água ($c_p = 4{,}18$ kJ/kg·°C) de 25 °C até 60 °C a uma vazão de 0,4 kg/s. O aquecimento deve ser realizado por água geotérmica ($c_p = 4{,}31$ kJ/kg·°C) disponível a 140 °C com fluxo de massa de 0,3 kg/s. O interior do tubo possui fina espessura e diâmetro de 0,6 cm. Determine (*a*) a taxa da transferência de calor e (*b*) a taxa de destruição de exergia no trocador de calor.

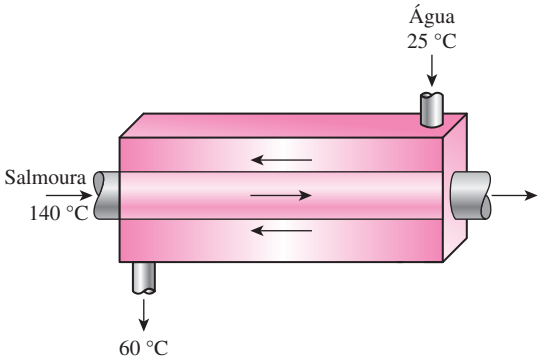


FIGURA P8–134

8–135 Em uma usina de processamento, leite a 4 °C é pasteurizado continuamente a 72 °C a uma taxa de 12 L/s durante 24 horas por dia e 365 dias por ano. O leite é aquecido à temperatura de pasteurização por água quente, aquecida em uma caldeira a gás natural com eficiência de 82%. O leite pasteurizado é resfriado por água fria a 18 °C antes de ser finalmente refrigerado novamente a 4 °C. Para economizar energia e dinheiro, a usina pretende instalar um regenerador que tem efetividade de 82%. Considerando que o custo do gás natural é de US$ 1,04/therm (1 therm = 105.500 kJ), determine quanta energia e dinheiro o regenerador economizará anualmente para essa empresa e a redução anual da destruição de exergia.

8–136 Gases de combustão entram em uma turbina a gás a 627 °C e 1,2 MPa a uma vazão de 2,5 kg/s, saindo a 527 °C e 500 kPa. Estima-se que a turbina perca calor a uma taxa de 20 kW. Considerando as propriedades do ar para os gases de combustão e que a vizinhança está a 25 °C e 100 kPa, determine (*a*) a potência real e a potência reversível, (*b*) a exergia destruída dentro da turbina e (*c*) a eficiência de segunda lei para a turbina.

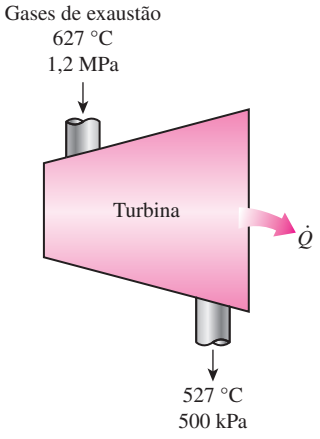


FIGURA P8–136

8–137 Refrigerante-134a entra em um compressor adiabático a 160 kPa superaquecido a 3 °C, saindo a 1,0 MPa. Considerando que o compressor tem uma eficiência de segunda lei correspondente a 80%, determine (*a*) o consumo real de potência, (*b*) a eficiência isentrópica e (*c*) a destruição de exergia. Considere a temperatura ambiente a 25 °C.

Respostas: (*a*) 49,8 kJ/kg; (*b*) 0,78; (*c*) 9,95 kJ/kg

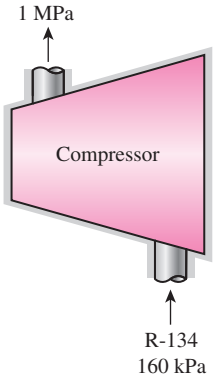


FIGURA P8–137

8–138 Água entra em uma bomba a 100 kPa e 30 °C a uma vazão de 1,35 kg/s, saindo a 4 MPa. Considerando que a bomba tem eficiência isentrópica de 70%, determine (*a*) o consumo real de potência, (*b*) a taxa de aquecimento por atrito, (*c*) a destruição de exergia e (*d*) a eficiência de segunda lei para uma temperatura ambiente de 20 °C.

8–139 Gás argônio se expande de 3,5 MPa e 100 °C até 500 kPa em uma válvula de expansão adiabática. Considerando condições ambientais de 100 kPa e 25 °C, determine (*a*) a exergia do argônio na entrada, (*b*) a destruição de exergia durante o processo e (*c*) a eficiência de segunda lei.

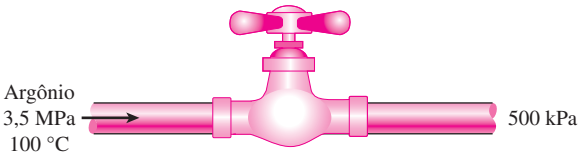


FIGURA P8–139

8–140 Gás nitrogênio entra em um difusor a 100 kPa e 110 °C com velocidade de 205 m/s, saindo a 110 kPa e 45 m/s. Estima-se que 2,5 kJ/kg de calor são perdidos pelo difusor para a vizinhança a 100 kPa e 27 °C. A área de saída do difusor é de 0,04 m^2. Considerando a variação dos calores específicos com a temperatura, determine (*a*) a temperatura de saída, (*b*) a taxa de destruição da exergia e (*c*) a eficiência de segunda lei do difusor.

Respostas: (*a*) 127 °C; (*b*) 12,4 kW; (*c*) 76,1%

8–141 A exergia de um sistema fechado pode ser negativa? E quanto ao fluxo de exergia? Justifique sua resposta usando uma substância incompressível como exemplo.

8–142 Obtenha uma expressão para a eficiência de segunda lei de uma máquina térmica que recebe calor Q_H de uma fonte a uma temperatura T_H e rejeita calor Q_L para um sumidouro a T_L – temperatura maior do que T_0 (a temperatura da vizinhança) – enquanto produz trabalho W.

8–143 Escrevendo as equações da primeira e da segunda lei (e simplificando), obtenha uma expressão para o trabalho reversível de um sistema fechado que troca calor com a vizinhança a T_0 na quantidade Q_0 e com um reservatório de calor a T_R na quantidade Q_R. (*Dica:* elimine Q_0 usando as duas equações.)

8–144 Escrevendo as equações da primeira e da segunda lei (e simplificando), obtenha uma expressão para o trabalho reversível de um sistema com escoamento em regime permanente que troca calor com a vizinhança a T_0 na quantidade $\dot{Q}_0$ e também com um reservatório térmico a T_R a uma taxa $\dot{Q}_R$. (*Dica:* elimine $\dot{Q}_0$ entre as duas equações.)

8–145 Escrevendo as equações da primeira e da segunda lei (e simplificando), obtenha uma expressão para o trabalho reversível de um sistema com escoamento uniforme que troca calor com a vizinhança a T_0 na quantidade Q_0 e também com um reservatório térmico a T_R na quantidade Q_R. (*Dica:* elimine Q_0 entre as duas equações.)

Problemas de múltipla escolha

8–146 Calor é perdido pela parede de um avião de modo constante a uma taxa de 800 W. Considerando que as temperaturas das superfícies interna e externa da parede são de 20 °C e 5 °C respectivamente, e que a temperatura ambiente é de 0 °C, a taxa de destruição de exergia dentro da parede é

(*a*) 40 W (*b*) 17.500 W (*c*) 765 W
(*d*) 32.800 W (*e*) 0 W

8–147 Água líquida entra em uma tubulação adiabática a 15 °C a uma taxa de 3 kg/s. Observa-se que a temperatura da água se eleva em 0,3 °C na tubulação devido ao atrito. Considerando que a temperatura do ambiente também é de 15 °C, a taxa de destruição da exergia no tubo será

(*a*) 3,8 kW (*b*) 24 kW (*c*) 72 kW
(*d*) 98 W (*e*) 124 kW

8–148 Uma máquina térmica recebe calor de uma fonte a 1.500 K a uma taxa de 600 kJ/s e rejeita calor para um sumidouro a 300 K. Considerando que a potência da máquina é de 400 kW, a eficiência de segunda lei dessa máquina térmica será

(*a*) 42% (*b*) 53% (*c*) 83%
(*d*) 67% (*e*) 80%

8–149 Um reservatório de água contém 100 toneladas de água a uma altura média de 60 m. A quantidade máxima de energia elétrica que pode ser gerada com essa água é

(*a*) 8 kWh (*b*) 16 kWh (*c*) 1.630 kWh
(*d*) 16.300 kWh (*e*) 58.800 kWh

8–150 Uma casa é mantida a 21 °C no inverno por aquecedores a resistência elétrica. Considerando que a temperatura externa é de 9 °C, a eficiência de segunda lei dos aquecedores elétricos será

(*a*) 0% (*b*) 4,1% (*c*) 5,7%
(*d*) 25% (*e*) 100%

8–151 Um sólido de 12 kg cujo calor específico é de 2,8 kJ/kg?°C está a uma temperatura uniforme de −10 °C. Considerando uma temperatura ambiente de 20 °C, o conteúdo de exergia desse sólido será

(*a*) Menor do que zero (*b*) 0 kJ (*c*) 4,6 kJ
(*d*) 55 kJ (*e*) 1.008 kJ

8–152 Lembrando das limitações impostas pela segunda lei da termodinâmica, selecione o enunciado *errado* a seguir:

(*a*) Uma máquina térmica não pode ter eficiência térmica de 100%.

(*b*) Para todos os processos reversíveis, a eficiência da segunda lei é de 100%.

(*c*) A eficiência de segunda lei de uma máquina térmica não pode ser maior do que sua eficiência térmica.

(*d*) A eficiência de segunda lei para um processo é de 100% caso não seja gerada nenhuma entropia durante esse processo.

(*e*) O coeficiente de desempenho de um refrigerador pode ser maior do que 1.

8–153 Um forno pode fornecer calor de forma constante a 1.300 K a uma taxa de 500 kJ/s. A quantidade máxima de potência que pode ser produzida usando o calor fornecido por esse forno em um ambiente a 300 K é

(*a*) 115 kW (*b*) 192 kW (*c*) 385 kW
(*d*) 500 kW (*e*) 650 kW

8–154 Ar é estrangulado de 50 °C e 800 kPa até uma pressão de 200 kPa a uma vazão de 0,5 kg/s em um ambiente a 25 °C. A variação da energia cinética é desprezível e não ocorre nenhuma transferência de calor durante o processo. O potencial de trabalho desperdiçado durante esse processo é

(*a*) 0 (*b*) 0,20 kW (*c*) 47 kW
(*d*) 59 W (*e*) 119 kW

8–155 Vapor de água entra em uma turbina de forma constante a 4 MPa e 400 °C, saindo a 0,2 MPa e 150 °C em um ambiente a 25 °C. A diminuição da exergia do vapor à medida que ele escoa pela turbina é

(*a*) 58 kJ/kg (*b*) 445 kJ/kg (*c*) 458 kJ/kg
(*d*) 518 kJ/kg (*e*) 597 kJ/kg

Problemas que envolvem projetos e a redação de textos

8–156 Os seres humanos provavelmente são as criaturas mais capazes que existem e têm grandes potenciais ou exergias física, intelectual, emocional e espiritual. Infelizmente, as pessoas utilizam muito pouco suas exergias, desperdiçando a maior parte delas. Crie quatro diagramas de exergia *versus* tempo, e trace curvas para suas exergias física, intelectual, emocional e espiritual em cada um desses diagramas considerando um período de 24 horas, usando seu melhor julgamento com base em sua experiência. Nesses quatro diagramas, trace curvas para as exergias respectivas que você utilizou durante as últimas 24 horas. Compare as duas curvas de cada diagrama e determine se você está vivendo uma vida "plena" ou se a está desperdiçando. Você consegue imaginar maneiras de reduzir a defasagem entre suas exergias e a utilização que faz delas?

8–157 Os sistemas domésticos de água quente envolvem um alto nível de irreversibilidade e, portanto, têm baixas eficiências de segunda lei. A água desses sistemas é aquecida de 15 °C até 60 °C (temperaturas aproximadas), e a maioria da água quente é misturada à água fria para reduzir sua temperatura para 45 °C (ou até menos), antes de ser usada para alguma finalidade, como tomar um banho ou lavar roupas. A água é descartada mais ou menos à mesma temperatura com a qual foi usada e substituída por água fria a 15 °C. Reprojete um sistema de água quente residencial típico, de forma que a irreversibilidade seja bastante reduzida. Desenhe um esquema do projeto proposto.

8–158 Uma caldeira a vapor pode ser considerada um trocador de calor, e os gases de combustão podem ser modelados como um fluxo de ar, porque as suas propriedades termodinâmicas são semelhantes. Usando esse modelo, considere uma caldeira que deve converter água líquida saturada a 500 psia para vapor saturado, mantendo a pressão da água constante. Determine à qual temperatura o ar (ou seja, os gases de combustão) deve entrar nessa unidade para

que a transferência de exergia do ar, que fará a água ferver, seja realizada com a mínima perda.

8–159 Um bocal adiabático foi criado para acelerar um gás ideal a uma velocidade de praticamente 0 m/s, nas condições P_1 e T_1, até V m/s. À medida que a eficiência desse bocal diminui, a pressão na sua saída também deve ser diminuída para manter a velocidade em V. Trace um gráfico da variação no fluxo de exergia como uma função da eficiência do bocal para um gás ideal (o ar, por exemplo).

8–160 A temperatura do ar em um edifício pode ser mantida a um nível desejável durante o inverno, utilizando-se para isso diferentes métodos de aquecimento. Compare o aquecimento desse ar em uma unidade de um trocador de calor na qual o vapor se condensa a um processo de aquecimento em que se utiliza um aquecedor a resistência elétrica. Faça uma análise de segunda lei para determinar o método de aquecimento que gera a menor entropia e, portanto, causa uma menor destruição de exergia.

Capítulo

9

Ciclos de Potência a Gás

Duas áreas importantes de aplicação da termodinâmica são a geração de potência e a refrigeração, ambas realizadas geralmente por sistemas que operam segundo um ciclo termodinâmico. Os ciclos termodinâmicos podem ser divididos em duas categorias gerais: os *ciclos de potência*, que serão discutidos neste capítulo e no Cap. 10, e os *ciclos de refrigeração*, discutidos no Cap. 11.

Os dispositivos ou sistemas utilizados para produzir potência são geralmente chamados de *motores* (*ou máquinas*), e os ciclos termodinâmicos nos quais eles operam são chamados de *ciclos de potência.* Os dispositivos ou sistemas utilizados para produzir um efeito de refrigeração são chamados de *refrigeradores*, *condicionadores de ar* ou *bombas de calor*, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de *ciclos de refrigeração.*

Os ciclos termodinâmicos podem também ser categorizados como *ciclos a gás* e *ciclos a vapor*, dependendo da *fase* do fluido de trabalho. Nos ciclos a gás, o fluido de trabalho permanece na fase gasosa em todo o ciclo; nos ciclos a vapor, o fluido de trabalho existe na fase vapor durante uma parte do ciclo e na fase líquida durante a outra parte.

Os ciclos termodinâmicos podem ser classificados ainda de outra forma: *ciclos fechados* e *abertos*. Nos ciclos fechados, o fluido de trabalho volta ao estado inicial no final do ciclo e circula novamente. Nos ciclos abertos, o fluido de trabalho é renovado ao final de cada ciclo, em vez de circular novamente. Nos motores dos automóveis, ocorre a exaustão e substituição dos gases de combustão pela mistura de ar fresco e combustível ao final de cada ciclo. O motor opera em um ciclo mecânico, mas o fluido de trabalho não realiza um ciclo termodinâmico completo.

As máquinas térmicas são classificadas como *máquinas de combustão interna* e *externa*, dependendo de como o calor é fornecido para o fluido de trabalho. Nas máquinas de combustão externa (como as usinas de potência a vapor), o calor é fornecido ao fluido de trabalho de uma fonte externa, que pode ser uma fornalha, um poço geotérmico, um reator nuclear ou até mesmo o Sol. Nos motores de combustão interna (como os motores dos automóveis), isso é feito pela queima do combustível dentro das fronteiras do sistema. Neste capítulo, diversos ciclos de potência a gás são analisados de acordo com algumas hipóteses simplificadas.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Avaliar o desempenho dos ciclos de potência a gás para os quais o fluido de trabalho permanece como um gás durante todo o ciclo.
- Desenvolver hipóteses simplificadas que se aplicam aos ciclos de potência a gás.
- Estudar o funcionamento dos motores alternativos.
- Analisar os ciclos de potência a gás fechados e abertos.
- Resolver problemas baseados nos ciclos Otto, Diesel, Stirling e Ericsson.
- Resolver problemas baseados no ciclo Brayton, no ciclo Brayton com regeneração e no ciclo Brayton com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração.
- Analisar os ciclos de propulsão a jato.
- Identificar hipóteses simplificadas para a análise da segunda lei aplicada aos ciclos de potência a gás.
- Realizar uma análise de segunda lei dos ciclos de potência a gás.

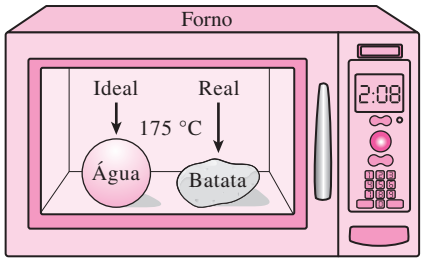


FIGURA 9–1 A modelagem é uma ferramenta de engenharia poderosa que oferece uma visão ampla e simples às custas de uma certa perda de precisão.

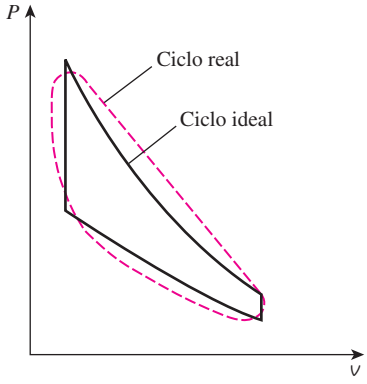


FIGURA 9–2 A análise de muitos processos complexos pode ser simplificada com o uso de algumas idealizações.

FIGURA 9–3 É preciso tomar cuidado com a interpretação dos resultados dos ciclos ideais.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

9–1 CONSIDERAÇÕES BÁSICAS NA ANÁLISE DOS CICLOS DE POTÊNCIA

A maioria dos dispositivos que produzem potência opera em ciclos, e o estudo dos ciclos de potência é uma parte interessante e importante da Termodinâmica. Os ciclos encontrados em dispositivos reais são difíceis de analisar, por causa da presença de efeitos complicadores, como atrito e a falta de tempo suficiente para o estabelecimento de condições de equilíbrio durante o ciclo. Para possibilitar o estudo analítico de um ciclo, temos de manter as complexidades em um nível controlável e utilizar algumas idealizações (Fig. 9–1). Quando todas as irreversibilidades e complexidades são removidas do ciclo real, ficamos com um ciclo que se parece muito com o ciclo real, mas que é formado totalmente por processos internamente reversíveis. Tal ciclo é chamado de **ciclo ideal** (Fig. 9–2).

Um modelo idealizado simples permite que os engenheiros estudem os efeitos dos principais parâmetros que dominam o ciclo sem se confundirem com os detalhes. Os ciclos discutidos neste capítulo são um tanto quanto idealizados, mas ainda conservam as características gerais dos ciclos reais que representam. As conclusões da análise dos ciclos ideais também se aplicam aos ciclos reais. A eficiência térmica do ciclo Otto, o ciclo ideal para os motores de automóveis de ignição por centelha, por exemplo, aumenta com a razão de compressão, e isso também é válido para os motores reais de automóveis. Porém, os valores numéricos obtidos da análise de um ciclo ideal não são necessariamente representativos dos ciclos reais, e é preciso interpretá-los com cuidado (Fig. 9–3). A análise simplificada apresentada neste capítulo para diversos ciclos de potência de interesse prático também pode servir como ponto de partida para estudos mais aprofundados.

As máquinas térmicas foram desenvolvidas com a finalidade de converter energia térmica em trabalho, e seu desempenho é expresso pela **eficiência térmica** η_t, que é a razão entre o trabalho líquido produzido pelo motor e o calor total fornecido:

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_{ent}} \quad \text{ou} \quad \eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} \tag{9–1}$$

Lembre que as máquinas térmicas que operam segundo um ciclo totalmente reversível, como o ciclo de Carnot, têm a maior eficiência térmica de todas as máquinas térmicas que operam entre os mesmos níveis de temperatura. Ou seja, ninguém pode desenvolver um ciclo mais eficiente que o *ciclo de Carnot*. Assim, a seguinte pergunta surge naturalmente: se o ciclo de Carnot é o melhor ciclo possível, por que não o utilizamos como o ciclo modelo de todas as máquinas térmicas, em vez de nos importarmos com os vários ciclos chamados de *ideais*? A resposta para essa pergunta está no próprio modo como operam as máquinas. A maioria dos ciclos encontrados em situações práticas difere de forma significativa do ciclo de Carnot, o que o torna inadequado como modelo realista. Cada ciclo ideal discutido neste capítulo está relacionado a um dispositivo específico usado para produzir trabalho, e são versões *idealizadas* do ciclo real.

Os ciclos ideais são *internamente reversíveis*, mas, ao contrário do ciclo de Carnot, eles não são necessariamente externamente reversíveis. Ou seja, eles podem envolver irreversibilidades externas ao sistema, como transferência de calor com uma diferença de temperatura finita. Assim, a eficiência térmica de um ciclo ideal é geralmente menor que aquela de um ciclo totalmente reversível que opera entre os mesmos limites de temperatura. Entretanto, ela ainda é consideravelmente

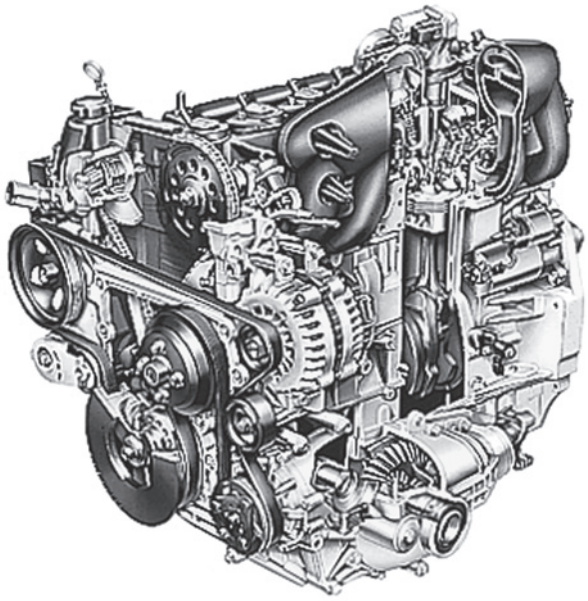


FIGURA 9–4 Um motor automotivo com a câmara de combustão visível.
Cortesia da General Motors.

mais alta do que a eficiência térmica de um ciclo real, por conta das idealizações utilizadas (Fig. 9–4).

As idealizações e simplificações normalmente empregadas na análise dos ciclos de potência podem ser resumidas da seguinte maneira:

1. O ciclo não envolve qualquer *atrito*. Assim, o fluido de trabalho não sofre nenhuma queda de pressão ao escoar em tubos ou dispositivos como os trocadores de calor.
2. Todos os processos de expansão e compressão ocorrem de forma *quase estática*.
3. Os tubos que conectam os diversos componentes de um sistema são bem isolados e a *transferência de calor* ao longo deles é desprezível.

Desprezar as variações de *energia cinética* e *potencial* do fluido de trabalho é outra simplificação normalmente utilizada na análise dos ciclos de potência. Essa é uma hipótese razoável, uma vez que em dispositivos que envolvem trabalho de eixo, como turbinas, compressores e bombas, os termos energia cinética e energia potencial normalmente são muito pequenos com relação aos outros termos da equação da energia. As velocidades dos escoamentos em dispositivos como condensadores, caldeiras e câmaras de mistura são geralmente baixas, e as correntes de fluido sofrem pouca variação em suas velocidades, tornando novamente as variações de energia cinética desprezíveis. Os únicos dispositivos nos quais as variações de energia cinética são significativas são os bocais e difusores, os quais foram desenvolvidos especificamente para criar grandes variações de velocidade.

Nos capítulos anteriores, os *diagramas de propriedades*, como os diagramas *P*-*v* e *T*-*s*, serviram como ferramentas valiosas na análise dos processos termodinâmicos. Nos diagramas *P*-*v* e *T*-*s*, a área delimitada pelas curvas de processo de um ciclo representam o trabalho líquido produzido durante o ciclo (Fig. 9–5), que

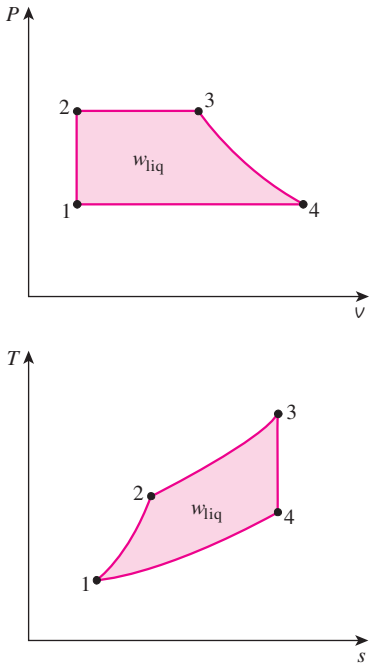


FIGURA 9–5 Nos diagramas *P*-*v* e *T*-*s*, a área delimitada pela curva do processo representa o trabalho líquido do ciclo.

também é equivalente à transferência líquida de calor daquele ciclo. O diagrama *T-s* é particularmente útil como auxílio visual na análise dos ciclos de potência ideais. Um ciclo de potência ideal não envolve nenhuma irreversibilidade interna, assim, o único efeito capaz de variar a entropia do fluido de trabalho durante um processo é a transferência de calor.

Em um diagrama *T-s,* um processo de *fornecimento de calor* acontece na direção do aumento da entropia, ao passo que um processo de *rejeição de calor* acontece na direção da diminuição da entropia e um processo *isentrópico* (internamente reversível, adiabático) acontece a uma entropia constante. A área sob a curva de processo de um diagrama *T-s* representa a transferência de calor naquele processo. A área sob a curva do processo de adição de calor de um diagrama *T-s* é uma medida do calor total fornecido durante o ciclo q_{ent}, e a área sob a curva do processo de rejeição de calor é uma medida do calor total rejeitado q_{sai}. A diferença entre esses dois (a área delimitada pela curva do ciclo) é a transferência líquida de calor, que também é o trabalho líquido produzido durante o ciclo. Assim, em um diagrama *T-s,* a relação entre a área interna à curva do ciclo e a área sob a curva do processo de fornecimento de calor representa a eficiência térmica do ciclo. *Toda modificação que aumenta a razão entre essas duas áreas também aumentará a eficiência térmica do ciclo.*

Embora o fluido de trabalho de um ciclo de potência ideal opere em um circuito fechado, os tipos de processos individuais que compreendem o ciclo depende dos dispositivos individuais utilizados para executá-lo. No ciclo de Rankine, que é o ciclo ideal das usinas de potência a vapor, o fluido de trabalho escoa através de uma série de dispositivos de escoamento em regime permanente como a turbina e o condensador, enquanto no ciclo Otto, que é o ciclo ideal para o motor de automóvel de ignição por centelha, o fluido de trabalho é alternadamente expandido e comprimido em um sistema pistão-cilindro. Assim, equações pertinentes a sistemas com escoamento em regime permanente devem ser usadas na análise do ciclo de Rankine, e equações pertinentes a sistemas fechados devem ser usadas na análise do ciclo Otto.

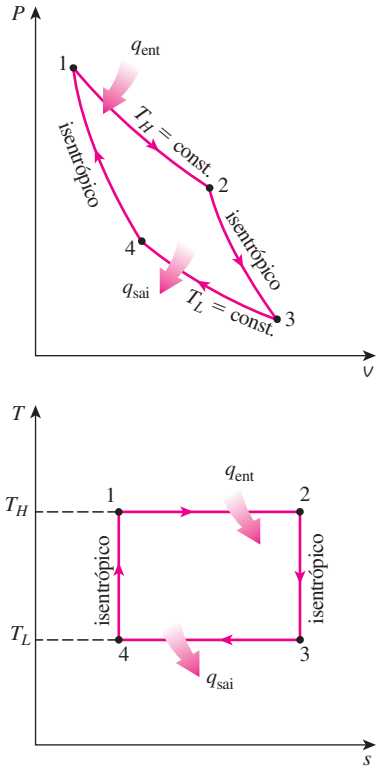


FIGURA 9–6 Diagramas *P-v* e *T-s* de um ciclo de Carnot.

9–2 O CICLO DE CARNOT E SEU VALOR PARA A ENGENHARIA

O ciclo de Carnot é composto por quatro processos totalmente reversíveis: fornecimento isotérmico de calor, expansão isentrópica, rejeição isotérmica de calor e compressão isentrópica. Os diagramas *P-v* e *T-s* de um ciclo de Carnot são traçados novamente na Fig. 9–6. O ciclo de Carnot pode ser executado em um sistema fechado (um arranjo pistão-cilindro) ou em um sistema com escoamento em regime permanente (utilizando duas turbinas e dois compressores, como mostra a Fig. 9–7), e o fluido de trabalho utilizado pode ser um gás ou um vapor. O ciclo de Carnot é o ciclo mais eficiente que pode ser executado entre uma fonte de calor à temperatura T_H e um sumidouro à temperatura T_L, e sua eficiência térmica é expressa como

$$\eta_{t,\,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad (9\text{–}2)$$

Na realidade, uma transferência de calor isotérmica reversível é muito difícil de ser realizada, porque isso exigiria trocadores de calor muito grandes e muito tempo (um ciclo de potência em um motor típico é completado em uma fração de segundo). Assim, não é prático desenvolver uma máquina para operar em um ciclo que se aproxime bastante do ciclo de Carnot.

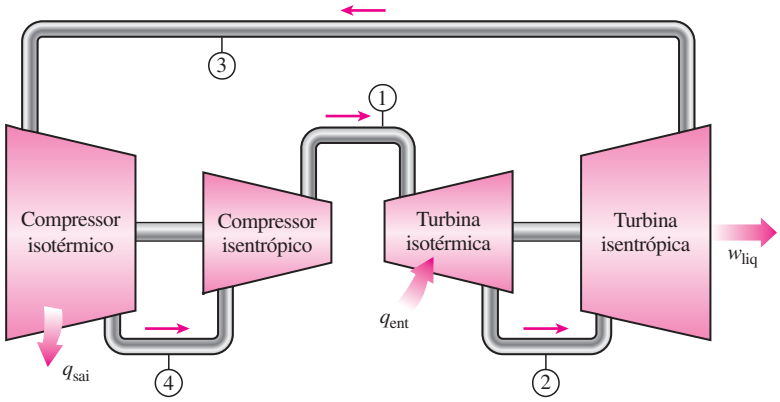


FIGURA 9–7 Uma máquina de Carnot com escoamento em regime permanente.

O valor real do ciclo de Carnot vem do fato de ele ser um padrão com relação ao qual os ciclos ideais e reais podem ser comparados. A eficiência térmica do ciclo de Carnot é uma função apenas das temperaturas do sumidouro e da fonte, e a expressão para a eficiência térmica do ciclo de Carnot (Eq. 9–2) transmite uma importante mensagem que se aplica igualmente aos ciclos ideal e real: *A eficiência térmica aumenta com o aumento da temperatura média com a qual o calor é fornecido ao sistema, ou com a diminuição da temperatura média com a qual o calor é rejeitado pelo sistema.*

Entretanto, existem limites para as temperaturas da fonte e do sumidouro que podem ser usadas em situações práticas. A temperatura mais alta do ciclo se limita à temperatura máxima que os componentes da máquina térmica, como o pistão ou as pás da turbina, podem suportar. A temperatura mais baixa é limitada pela temperatura do meio de resfriamento utilizado no ciclo, como um lago, um rio ou o próprio ar atmosférico.

EXEMPLO 9–1 Derivação da eficiência do ciclo de Carnot

Mostre que a eficiência térmica de um ciclo de Carnot que opera entre os limites de temperatura T_H e T_L é exclusivamente uma função dessas duas temperaturas e é dada pela Eq. 9–2.

SOLUÇÃO Deve-se mostrar que a eficiência de um ciclo de Carnot depende apenas das temperaturas da fonte e do sumidouro.

Análise O diagrama *T-s* de um ciclo de Carnot é redesenhado na Fig. 9–8. Todos os quatro processos que compreendem o ciclo de Carnot são reversíveis, e portanto a área sob a curva de cada processo representa a transferência de calor naquele processo. Calor é transferido para o sistema durante o processo 1-2 e rejeitado durante o processo 3-4. Assim, as quantidades de calor transferidas para o ciclo e do ciclo podem ser expressas como

$$q_{ent} = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{e} \quad q_{sai} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

uma vez que os processos 2-3 e 4-1 são isentrópicos e, portanto, $s_2 = s_3$ e $s_4 = s_1$. Substituindo na Eq. 9–1, vemos que a eficiência térmica de um ciclo de Carnot é

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

(*continua*)

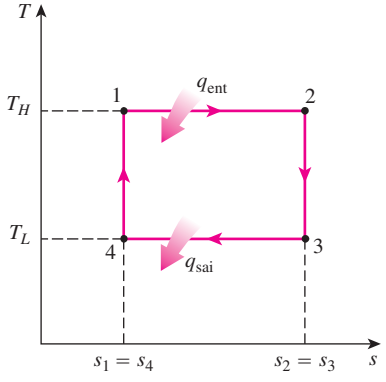


FIGURA 9–8 Diagrama *T-s* para o Exemplo 9–1.

(*continuação*)

Discussão Observe que a eficiência térmica de um ciclo de Carnot não depende do tipo de fluido de trabalho utilizado (um gás ideal, vapor, etc.) ou do fato de o tipo de ciclo a ser executado ser um sistema fechado ou um sistema com escoamento em regime permanente.

9–3 HIPÓTESES DO PADRÃO A AR

Em ciclos de potência a gás, o fluido de trabalho mantém-se como um gás em todo o ciclo. Os motores de ignição por centelha, os motores a diesel e as turbinas a gás convencionais são exemplos conhecidos de dispositivos que operam em ciclos a gás. Em todas essas máquinas, a energia é fornecida pela queima de um combustível dentro das fronteiras do sistema. Ou seja, eles são *motores de combustão interna.* Em virtude desse processo de combustão, a composição do fluido de trabalho, inicialmente ar e combustível, muda para produtos de combustão durante o curso do ciclo. Entretanto, considerando que o ar seja predominantemente constituído de nitrogênio, o qual dificilmente passa por alguma reação química na câmara de mistura, o fluido de trabalho sempre se parece muito com o ar.

Embora os motores de combustão interna operem em um ciclo mecânico (o pistão retorna à posição inicial ao final de cada revolução), o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo. Ele é expelido do motor em algum ponto do ciclo (na forma de gases de exaustão), em vez de retornar ao estado inicial. O funcionamento em um ciclo aberto é a característica de todos os motores de combustão interna.

Os ciclos de potência a gás reais são bastante complexos. Para conduzir a análise em um nível de complexidade adequado, utilizamos as seguintes aproximações, normalmente conhecidas como **hipóteses do padrão a ar**.

1. O fluido de trabalho é o ar, o qual circula continuamente em um circuito fechado, sempre se comportando como um gás ideal.
2. Todos os processos que formam o ciclo são internamente reversíveis.
3. O processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor a partir de uma fonte externa (Fig. 9–9).
4. O processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor que restaura o fluido de trabalho ao seu estado inicial.

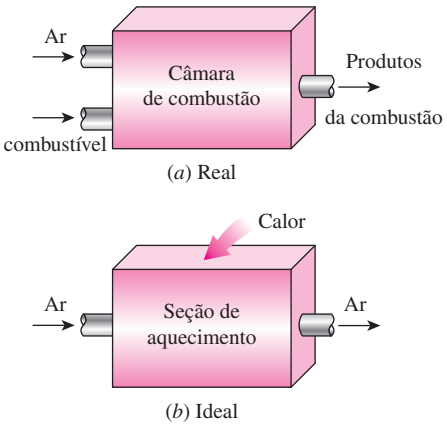


FIGURA 9–9 O processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor nos ciclos ideais.

Outra hipótese muito utilizada para simplificar ainda mais a análise é a de que o ar tem calores específicos constantes, cujos valores são determinados à *temperatura ambiente* (25 °C ou 77 °F). Quando essa hipótese é utilizada, as hipóteses do padrão a ar são chamadas de **hipóteses do padrão a ar frio**. Um ciclo ao qual se aplicam as hipóteses do padrão a ar frequentemente é chamado de **ciclo padrão a ar**.

As hipóteses do padrão a ar anteriormente enunciadas permitem uma simplificação considerável da análise sem desviá-la significativamente dos ciclos reais. Esse modelo simplificado permite estudar qualitativamente a influência dos principais parâmetros sobre o desempenho das máquinas reais.

9–4 UMA VISÃO GERAL DOS MOTORES ALTERNATIVOS

Apesar de sua simplicidade, o motor alternativo (basicamente um sistema pistão-cilindro) é uma das raras invenções que provaram ser muito versáteis com uma

ampla variedade de aplicações. Ele é o coração da grande maioria dos automóveis, caminhões, aviões pequenos, navios e geradores de energia elétrica, bem como de muitos outros dispositivos.

Os componentes básicos de um motor alternativo são mostrados na Fig. 9–10. O pistão alterna-se no cilindro entre duas posições fixas chamadas de **ponto morto superior** (PMS) – a posição do pistão quando ele forma o menor volume no cilindro –, e o **ponto morto inferior** (PMI) – a posição do pistão quando ele forma o maior volume no cilindro. A distância entre o PMS e o PMI é a maior distância que o pistão pode percorrer em uma direção, e é chamada de **curso** do motor. O ar ou a mistura de ar e combustível é sugada para o cilindro pela **válvula de admissão**, e os produtos da combustão são expelidos do cilindro por meio da **válvula de descarga**.

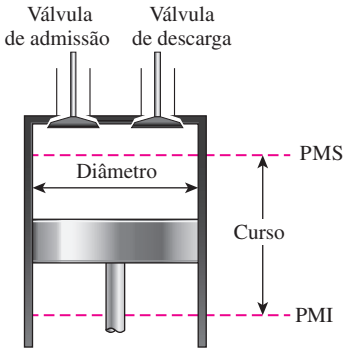


FIGURA 9–10 Nomenclatura dos motores alternativos.

O volume mínimo formado no cilindro quando o pistão está no PMS é chamado de **espaço morto** (Fig. 9–11). O volume deslocado pelo pistão à medida que ele se movimenta entre o PMS e o PMI é chamado de **volume deslocado**. A relação entre o volume máximo formado no cilindro e o volume mínimo (morto) é chamada de **razão de compressão** r do motor:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \qquad \textbf{(9–3)}$$

Observe que a razão de compressão é uma *razão entre volumes* e não deve ser confundida com a razão de pressão.

Outro termo muito usado em motores alternativos é a **pressão média eficaz** (PME). Essa é uma pressão fictícia que, se agisse sobre o pistão durante todo o curso (ou *tempo*) motor, produziria a mesma quantidade de trabalho líquido que a produzida durante o ciclo real (Fig. 9–12). Ou seja,

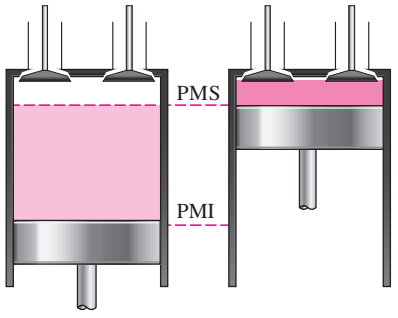
$$W_{liq} = \text{PME} \times \text{Área do pistão} \times \text{Curso} = \text{PME} \times \text{Volume deslocado}$$

ou

$$\text{PME} = \frac{W_{liq}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{w_{liq}}{v_{max} - v_{min}} \qquad (\text{kPa}) \qquad \textbf{(9–4)}$$

A pressão média eficaz pode ser usada como parâmetro para comparar o desempenho de motores alternativos de igual tamanho. O motor com maior PME produz mais trabalho líquido por ciclo, e portanto tem melhor desempenho.

Os motores alternativos são classificados como **motores de ignição por centelha** ou **motores de ignição por compressão**, dependendo de como é iniciado o processo de combustão no cilindro. Nos motores de ignição por centelha, a combustão da mistura de ar e combustível é iniciada por uma vela de ignição. Nos motores de ignição por compressão, a ignição da mistura de ar e combustível é resultado da compressão da mistura acima da temperatura de autoignição. Nas duas seções a seguir, discutiremos os *ciclos Otto* e *Diesel*, que são os ciclos ideais dos motores alternativos com ignição por centelha e por compressão respectivamente.



(*a*) Volume deslocado (*b*) Espaço morto

FIGURA 9–11 Os volumes deslocado e morto de um motor alternativo.

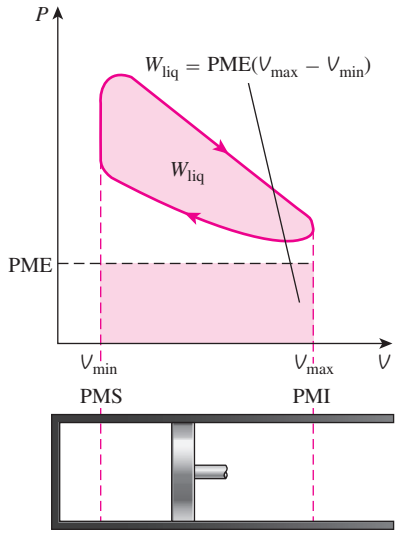


FIGURA 9–12 O trabalho líquido de um ciclo é equivalente ao produto entre a pressão média eficaz e o volume deslocado.

9–5 CICLO OTTO: O CICLO IDEAL DOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

O ciclo Otto é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por centelha. Ele deve seu nome a Nikolaus A. Otto, que criou um bem-sucedido motor de quatro tempos em 1876, na Alemanha, usando o ciclo proposto pelo francês Beau de Rochas em 1862. Na maioria dos motores de ignição por centelha, o pistão executa quatro cursos completos (dois ciclos mecânicos) dentro do cilindro, e o eixo de manivelas realiza duas revoluções para cada ciclo termodinâmico. Esses motores são chamados de motores de combustão interna de **quatro tempos**. Uma representação esquemática de cada tempo, bem como um diagrama *P*-*v* de um motor de ignição por centelha de quatro tempos real, são mostrados na Fig. 9–13*a*.

Inicialmente, as válvulas de admissão e de descarga estão fechadas, e o pistão está em sua posição mais baixa (PMI). Durante o *tempo (ou curso) de compressão*, o pistão move-se para cima, comprimindo a mistura de ar e combustível. Logo depois que o pistão atinge sua posição mais alta (PMS), a vela solta faíscas e a mistura sofre ignição, aumentando a pressão e a temperatura do sistema. Os gases à alta pressão forçam o pistão para baixo, o que, por sua vez, força o eixo de manivelas a girar, produzindo trabalho útil durante o *tempo (ou curso) de expansão* ou *motor*. Ao final desse tempo, o pistão está na posição mais baixa (a conclusão do primeiro ciclo mecânico) e o cilindro está cheio de produtos de combustão. O pistão move-se para cima mais uma vez, expulsando os gases de exaustão pela válvula de descarga (o *tempo ou curso de exaustão*), e uma segunda vez para baixo,

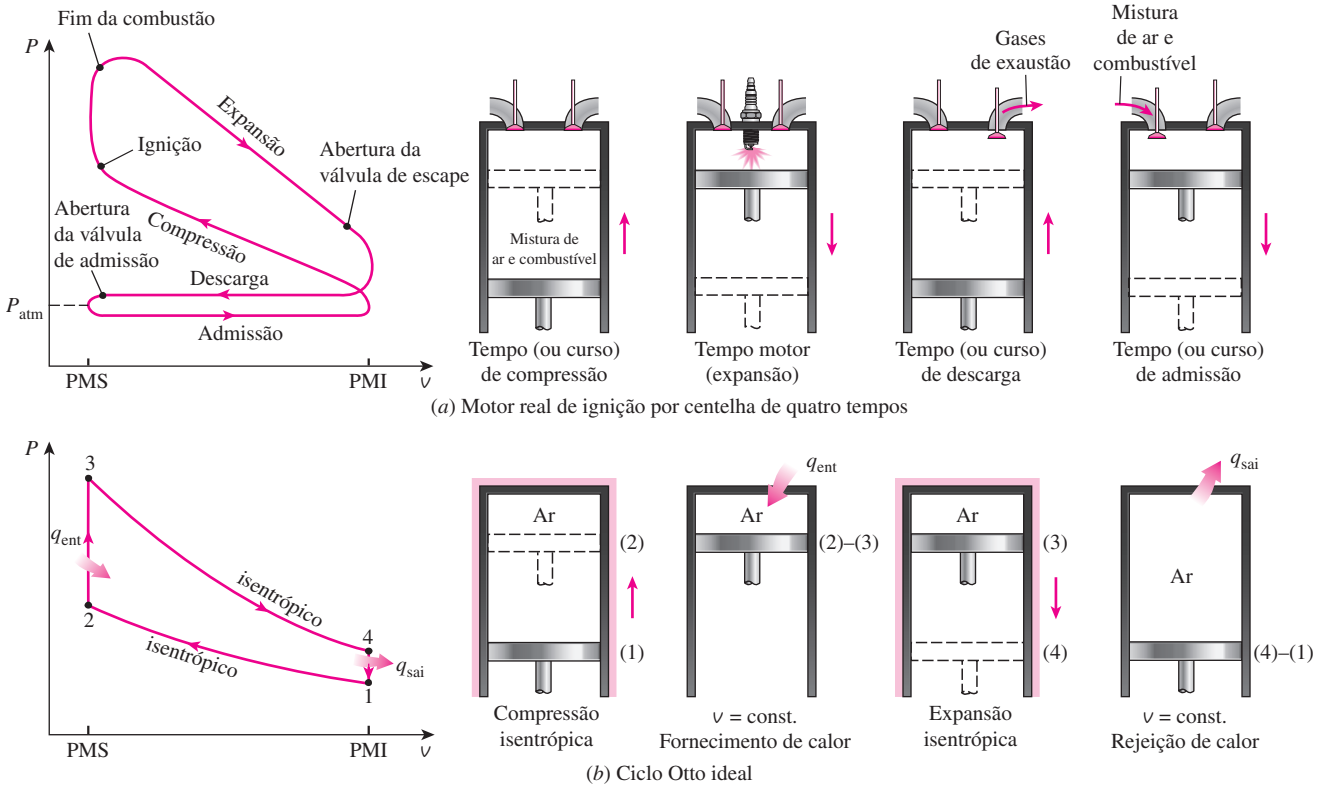


FIGURA 9–13 Ciclos real e ideal dos motores de ignição por centelha e seus diagramas *P*-*v*.

sugando a mistura de ar fresco e combustível pela válvula de admissão (o *tempo ou curso de admissão*). Observe que a pressão do cilindro está ligeiramente acima do valor atmosférico durante o tempo de exaustão e ligeiramente abaixo durante o tempo de admissão.

Nos **motores de dois tempos**, todas as quatro funções descritas anteriormente são executadas apenas em dois tempos: o tempo motor e o tempo de compressão. Nesses motores, o cárter é vedado, e o movimento para baixo do pistão é utilizado para pressurizar ligeiramente a mistura de ar e combustível no cárter, como mostra a Fig. 9–14. As válvulas de admissão e descarga são substituídas por aberturas na parte inferior da parede do cilindro. Durante a última parte do tempo motor, o pistão descobre primeiro a janela de exaustão, permitindo que os gases de exaustão sejam parcialmente expelidos e, em seguida, a janela de admissão, permitindo que a mistura de ar e combustível entre e expulse a maior parte dos gases de exaustão restantes do cilindro. Em seguida, essa mistura é comprimida à medida que o pistão se move para cima durante o tempo de compressão, e logo em seguida a ignição é realizada por uma vela.

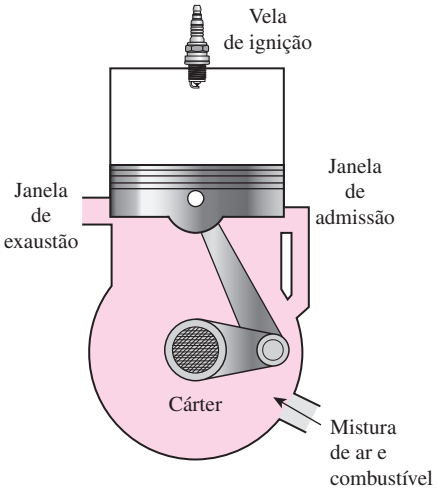


FIGURA 9–14 Esquema de um motor alternativo de dois tempos.

Os motores de dois tempos em geral são menos eficientes do que seus equivalentes de quatro tempos, por causa da expulsão incompleta dos gases de exaustão e da expulsão parcial da mistura de ar fresco e combustível com os gases de exaustão. Entretanto, eles são relativamente simples e baratos, e têm melhores relações potência-peso e potência-volume, o que os torna adequados para aplicações que exigem tamanho pequeno e pouco peso, como motocicletas, motosserras e cortadores de grama (Fig. 9–15).

Os avanços em diversas tecnologias – como injeção direta de combustível, combustão estratificada e controles elétricos – proporcionaram um interesse renovado nos motores de dois tempos capazes de oferecer alto desempenho e economia de combustível, atendendo às regulamentações rígidas quanto às emissões. Para determinados peso e deslocamento, um motor de dois tempos bem projetado pode oferecer potência significativamente maior do que seu equivalente de quatro tempos, uma vez que os motores de dois tempos produzem potência em cada rotação do motor, e não de forma intercalada (uma sim, uma não). Nos novos motores de dois tempos, o *spray* de combustível altamente atomizado que é injetado na câmara de combustão ao final do tempo de compressão é queimado de forma muito mais completa. O combustível é aspergido após o fechamento da válvula de exaustão, evitando que combustível não queimado seja expelido para a atmosfera. Com a combustão estratificada, a chama que é iniciada pela ignição de uma pequena quantidade de mistura rica em combustível próxima à vela se propaga através da câmara de combustão preenchida com uma mistura muito mais pobre em combustível, resultando em uma combustão muito mais limpa. Os avanços da eletrônica também garantem uma operação ótima sob condições variadas de carga e velocidade do motor. As grandes empresas fabricantes de automóveis mantêm programas de pesquisa de motores dois tempos, e esses devem voltar à cena no futuro.

FIGURA 9–15 Os motores de dois tempos são normalmente usados em motocicletas e cortadores de grama.

© *Vol. 26/PhotoDisc/Getty RF.*

Uma análise termodinâmica dos ciclos de quatro ou dois tempos reais descritos anteriormente não é tarefa fácil. Entretanto, a análise pode ser bastante simplificada se as hipóteses do padrão a ar forem utilizadas. O ciclo resultante, que mantém características muito similares às condições de operação reais, é o **ciclo Otto** ideal. Ele consiste em quatro processos internamente reversíveis:

1-2 Compressão isentrópica

2-3 Fornecimento de calor a volume constante

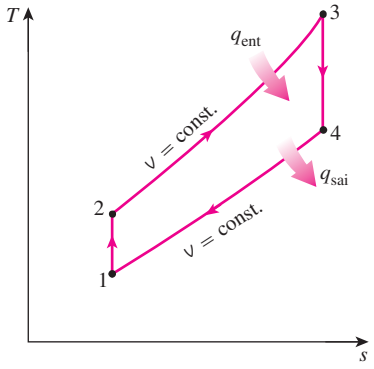


FIGURA 9–16 Diagrama *T-s* do ciclo Otto ideal.

3-4 Expansão isentrópica

4-1 Rejeição de calor a volume constante

A execução do ciclo Otto em um arranjo pistão-cilindro (juntamente com um diagrama *P-v*) é ilustrada na Fig. 9–13*b*. O diagrama *T-s* do ciclo Otto é apresentado na Fig. 9–16.

O ciclo Otto é executado em um sistema fechado, e desprezando as variações das energias cinética e potencial, o balanço de energia dos processos é expresso, por unidade de massa, como

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = \Delta u \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(9–5)}$$

Os dois processos de transferência de calor não envolvem trabalho, uma vez que ambos ocorrem a volume constante. Assim, a transferência de calor de e para o fluido de trabalho pode ser expressa como

$$q_{ent} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–6}\textit{a}\textbf{)}$$

e

$$q_{sai} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–6}\textit{b}\textbf{)}$$

Assim, a eficiência térmica do ciclo Otto ideal sob as hipóteses do padrão a ar frio torna-se

$$\eta_{t,\,Otto} = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos e $v_2 = v_3$ e $v_4 = v_1$. Assim,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \qquad \textbf{(9–7)}$$

Substituindo essas quantidades na relação da eficiência térmica e simplificando, temos

$$\eta_{t,\,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \qquad \textbf{(9–8)}$$

onde

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \qquad \textbf{(9–9)}$$

é a **razão de compressão** e k é a razão dos calores específicos c_p/c_v.

A Eq. 9–8 mostra que, sob hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência térmica de um ciclo Otto ideal depende da razão de compressão do motor e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho. A eficiência térmica do ciclo Otto ideal aumenta com a razão de compressão e com a razão dos calores específicos. Isso também vale para os motores reais de combustão interna com ignição por centelha. Um gráfico da eficiência térmica em função da razão de compressão é mostrado na Fig. 9–17 para $k = 1{,}4$, que é o valor da razão dos calores específicos do ar a temperatura ambiente. Para determinada razão de compressão, a eficiência térmica de um motor com ignição por centelha real é menor do que a de um ciclo Otto ideal, devido a irreversibilidades como atrito e outros fatores, como a combustão incompleta, por exemplo.

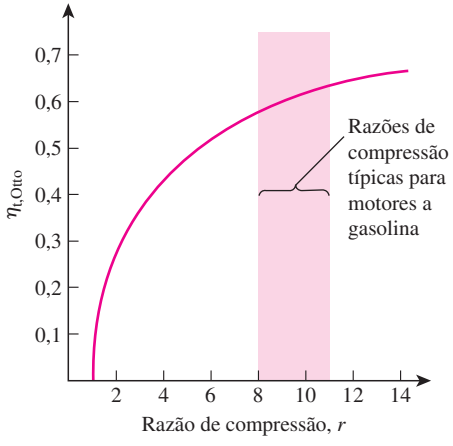


FIGURA 9–17 Eficiência térmica do ciclo Otto ideal em função da razão de compressão ($k = 1{,}4$).

Observamos na Fig. 9–17 que a curva da eficiência térmica é bastante inclinada a razões de compressão baixas, mas se achata a partir de valores de razão de compressão próximos de 8. Assim, o aumento da eficiência térmica com a razão de compressão não é tão pronunciado a razões de compressão altas. Da mesma forma, quando são utilizadas razões de compressão altas, a temperatura da mistura de ar e combustível sobe acima da temperatura de autoignição do combustível (a temperatura na qual o combustível entra em ignição sem o auxílio de uma centelha) durante o processo de combustão, causando uma queima precoce e rápida do combustível em algum ponto ou pontos à frente da chama, seguida por inflamação quase instantânea do gás. Essa ignição prematura do combustível, chamada de **autoignição**, produz um ruído audível chamado de **batida do motor**. A autoignição nos motores de ignição por centelha não pode ser tolerada, pois prejudica o desempenho e pode causar danos ao motor. A determinação de que a autoignição não seja permitida cria um limite superior para as razões de compressão a serem usadas nos motores de combustão interna com ignição por centelha.

O aperfeiçoamento da eficiência térmica dos motores à gasolina pela utilização de razões de compressão mais altas (até cerca de 12) sem o problema da autoignição foi possível pelo uso de combinações de gasolina com boas características contra a batida do motor, como a gasolina misturada ao chumbo tetraetílico. O chumbo tetraetílico começou a ser adicionado à gasolina durante os anos de 1920, por se tratar de um método barato de se elevar a *octanagem* (uma medida da resistência de um combustível à batida do motor). A gasolina com chumbo, porém, tem um efeito colateral extremamente indesejável: ela forma compostos durante o processo de combustão que são prejudiciais à saúde e poluem o meio ambiente. Em um esforço para combater a poluição do ar, na metade dos anos de 1970, políticas governamentais foram adotadas e culminaram com a interrupção do uso da gasolina com chumbo. Incapazes de usar o chumbo, os refinadores desenvolveram técnicas alternativas para melhorar as características antibatida do motor à gasolina. A maioria dos carros fabricados desde 1975 foram desenvolvidos para usar gasolina sem chumbo, e as razões de compressão foram diminuídas para evitar a batida do motor. Nos últimos anos, a disponibilidade de combustíveis de alta octanagem possibilitou que se elevasse novamente as razões de compressão. Da mesma forma, graças aos aperfeiçoamentos em outras áreas (redução do peso geral do automóvel, melhor projeto aerodinâmico, entre outros), os carros atuais são mais econômicos e, consequentemente, fazem mais quilômetros por litro de combustível. Esse é um exemplo de como as decisões de engenharia envolvem compromissos e de como a eficiência é apenas uma das considerações a serem levadas em conta em um projeto.

O segundo parâmetro que afeta a eficiência térmica de um ciclo Otto ideal é a razão dos calores específicos k. Para determinada razão de compressão, um ciclo Otto ideal que usa um gás monatômico (como o argônio ou o hélio, $k = 1{,}667$) como fluido de trabalho terá a mais alta eficiência térmica. A razão dos calores específicos k e consequentemente a eficiência térmica do ciclo Otto ideal diminuem à medida que as moléculas do fluido de trabalho ficam maiores (Fig. 9–18). À temperatura ambiente ela é de 1,4 para o ar, 1,3 para o dióxido de carbono e 1,2 para o etanol. O fluido de trabalho de motores reais contém moléculas maiores como o dióxido de carbono, e a razão dos calores específicos diminui com a temperatura, que é um dos motivos pelos quais os ciclos reais têm eficiências térmicas mais baixas que o ciclo Otto ideal. As eficiências térmicas dos motores reais de ignição por centelha variam de cerca de 25 até 30%.

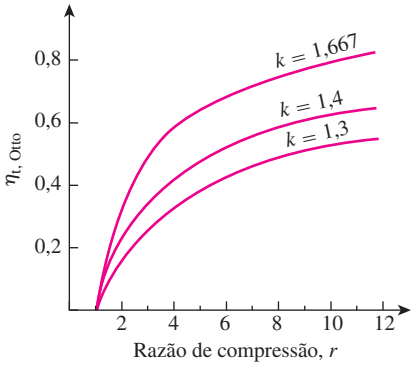


FIGURA 9–18 A eficiência térmica do ciclo Otto ideal aumenta com a razão dos calores específicos k do fluido de trabalho.

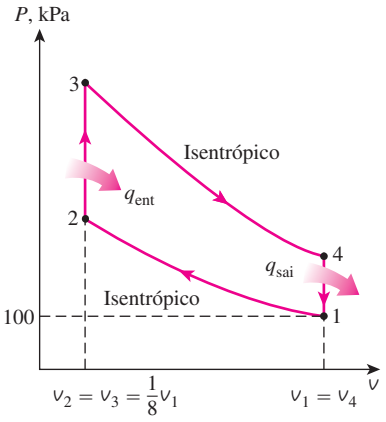


FIGURA 9–19 O diagrama *P*-*v* do ciclo Otto discutido no Exemplo 9–2.

EXEMPLO 9–2 O ciclo Otto ideal

Um ciclo Otto ideal tem uma razão de compressão igual a 8. No início do processo de compressão, o ar está a 100 kPa e 17 °C, e 800 kJ/kg de calor são transferidos para o ar durante o processo de fornecimento de calor a volume constante. Considerando a variação dos calores específicos do ar com a temperatura, determine (*a*) a temperatura e a pressão máximas que ocorrem durante o ciclo, (*b*) o trabalho líquido produzido, (*c*) a eficiência térmica e (*d*) a pressão média eficaz do ciclo.

SOLUÇÃO Um ciclo Otto ideal é considerado. A temperatura e pressão máximas, o trabalho líquido resultante, a eficiência térmica e a pressão média eficaz devem ser determinados.

Hipóteses **1** As hipóteses do padrão a ar se aplicam aqui. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** A variação de calores específicos com a temperatura deve ser considerada.

Análise O diagrama *P*-*v* do ciclo Otto ideal é mostrado na Fig. 9–19. Observamos que o ar contido no cilindro forma um sistema fechado.

(*a*) A temperatura e pressão máximas de um ciclo Otto ocorrem ao final do processo de fornecimento de calor a volume constante (estado 3). Entretanto, primeiro temos que determinar a temperatura e a pressão do ar ao final do processo de compressão isentrópica (estado 2), usando os dados da Tab. A–17:

$$T_1 = 290\ \text{K} \rightarrow u_1 = 206{,}91\ \text{kJ/kg}$$
$$v_{r1} = 676{,}1$$

Processo 1-2 (compressão isentrópica de um gás ideal):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676{,}1}{8} = 84{,}51 \rightarrow T_2 = 652{,}4\ \text{K}$$
$$u_2 = 475{,}11\ \text{kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$
$$= (100\ \text{kPa})\left(\frac{652{,}4\ \text{K}}{290\ \text{K}}\right)(8) = 1.799{,}7\ \text{kPa}$$

Processo 2-3 (fornecimento de calor a volume constante):

$$q_{ent} = u_3 - u_2$$
$$800\ \text{kJ/kg} = u_3 - 475{,}11\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = 1.275{,}11\ \text{kJ/kg} \rightarrow T_3 = \mathbf{1.575{,}1\ K}$$
$$v_{r3} = 6{,}108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)\left(\frac{v_2}{v_3}\right)$$
$$= (1{,}7997\ \text{MPa})\left(\frac{1.575{,}1\ \text{K}}{652{,}4\ \text{K}}\right)(1) = \mathbf{4{,}345\ MPa}$$

(*b*) O trabalho líquido do ciclo é determinado pela soma das integrais do trabalho de fronteira ($P\,dV$) envolvido em cada processo ou pela determinação da transferência líquida de calor, que é equivalente ao trabalho líquido realizado durante o ciclo. Adotaremos esta última abordagem. Entretanto, em primeiro lugar, precisamos encontrar a energia interna do ar no estado 4.

Processo 3-4 (expansão isentrópica de um gás ideal):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = rv_{r3} = (8)(6{,}108) = 48{,}864 \rightarrow T_4 = 795{,}6\ \text{K}$$

$$u_4 = 588{,}74\ \text{kJ/kg}$$

Processo 4-1 (rejeição de calor a volume constante):

$$-q_{\text{sai}} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{sai}} = u_4 - u_1$$
$$q_{\text{sai}} = 588{,}74 - 206{,}91 = 381{,}83\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$w_{\text{liq}} = q_{\text{liq}} = q_{\text{ent}} - q_{\text{sai}} = 800 - 381{,}83 = \mathbf{418{,}17\ kJ/kg}$$

(*c*) A eficiência térmica do ciclo é determinada pela sua definição:

$$\eta_t = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{418{,}17\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}523\ ou\ 52{,}3\%}$$

Sob as hipóteses de padrão a ar frio (valores de calores específicos constante à temperatura ambiente, Eq. 9–8), a eficiência térmica seria

$$\eta_{t,\,\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1{,}4} = 0{,}565\ \text{ou}\ 56{,}5\%$$

que é consideravelmente diferente do valor obtido anteriormente. Assim, é preciso tomar cuidado ao utilizar as hipóteses do padrão a ar frio.

(*d*) A pressão média eficaz é determinada pela sua definição (Eq. 9–4):

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{liq}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{liq}}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{\text{liq}}}{v_1(1 - 1/r)}$$

onde

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0{,}832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Assim,

$$\text{PME} = \frac{418{,}17\ \text{kJ/kg}}{(0{,}832\ \text{m}^3/\text{kg})\left(1 - \frac{1}{8}\right)}\left(\frac{1\ \text{kPa·m}^3}{1\ \text{kJ}}\right) = \mathbf{574\ kPa}$$

Discussão Observe que uma pressão constante de 574 kPa durante o tempo motor produziria o mesmo trabalho líquido que todo o ciclo.

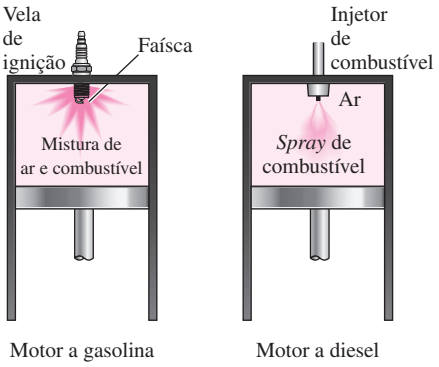


FIGURA 9–20 Nos motores a diesel, a vela de ignição é substituída por um injetor de combustível, e apenas o ar é comprimido durante o processo de compressão.

9–6 CICLO DIESEL: O CICLO IDEAL DOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

O ciclo Diesel é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por compressão. O motor de ignição por compressão, proposto pela primeira vez por Rudolph Diesel, nos anos 1890, é muito semelhante ao motor de ignição por centelha discutido na última seção, diferindo principalmente no método de início da combustão. Nos motores de ignição por centelha (também conhecidos como *motores à gasolina*), a mistura de ar e combustível é comprimida a uma temperatura abaixo da temperatura de autoignição do combustível, e o processo de combustão é iniciado pela centelha de uma vela de ignição. Nos motores de ignição por compressão (também conhecidos como *motores a diesel*), o ar é comprimido até uma temperatura acima da temperatura de autoignição do combustível, e a combustão é iniciada pelo contato à medida que o combustível é injetado nesse ar quente. Assim, a vela de ignição é substituída por um injetor de combustível nos motores a diesel (Fig. 9–20).

Nos motores a gasolina, uma mistura de ar e combustível é comprimida durante o tempo de compressão, e as taxas de compressão são limitadas pelo início da autoignição ou batida do motor. Nos motores a diesel, apenas o ar é comprimido durante o tempo de compressão, eliminando a possibilidade de autoignição. Portanto, os motores a diesel podem ser desenvolvidos para operarem a taxas de compressão muito mais altas, em geral entre 12 e 24. Não precisar lidar com o problema da autoignição é algo que traz outro benefício: muitos dos requisitos mais rígidos impostos à gasolina agora podem ser eliminados, e combustíveis menos refinados (e mais baratos) podem ser usados nos motores a diesel.

O processo de injeção de combustível dos motores a diesel começa quando o pistão se aproxima do PMS e continua durante a primeira parte do tempo de expansão. Assim, o processo de combustão nesses motores ocorre em um intervalo mais longo. Devido a essa duração maior, o processo de combustão do ciclo Diesel ideal é aproximado como um processo de fornecimento de calor a pressão constante. Na verdade, esse é o único processo no qual os ciclos Otto e Diesel diferem. Os três processos restantes são iguais para ambos os ciclos ideais. Ou seja, 1-2 é um processo de compressão isentrópica, 2-3 é um processo de adição de calor a pressão constante 3-4 é um processo de expansão isentrópica e 4-1 é um processo de rejeição de calor a volume constante. A semelhança entre os dois ciclos também fica aparente nos diagramas *P-v* e *T-s* do ciclo Diesel, mostrados na Fig. 9–21.

Observando que o ciclo Diesel é executado em um sistema pistão-cilindro, que forma um sistema fechado, a quantidade de calor transferida para o fluido de trabalho a pressão constante e por ele rejeitada a volume constante pode ser expressa como

$$q_{ent} - w_{f,\,sai} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{ent} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$
$$= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–10}a\textbf{)}$$

e

$$-q_{sai} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{sai} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–10}b\textbf{)}$$

Assim, a eficiência térmica do ciclo Diesel ideal sob as hipóteses do padrão a ar frio torna-se

$$\eta_{t,\,Diesel} = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

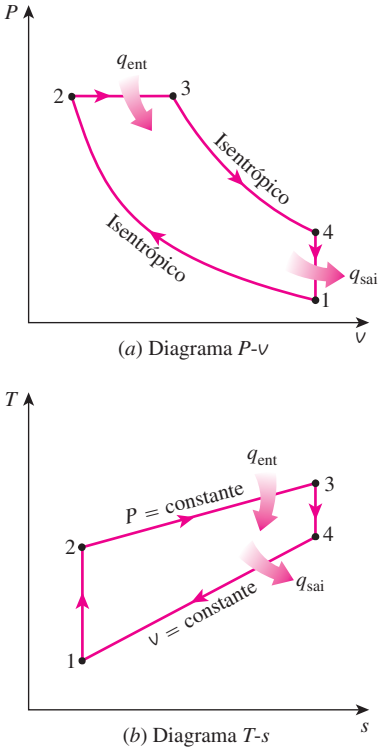


FIGURA 9–21 Diagramas *T-s* e *P-v* do ciclo Diesel ideal.

Definimos uma nova grandeza, a **razão de corte** r_c, como a razão entre os volumes do cilindro após e antes do processo de combustão:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \tag{9–11}$$

Utilizando essa definição e as relações isentrópicas do gás ideal para os processos 1-2 e 3-4, vemos que a expressão para a eficiência térmica se reduz a

$$\eta_{t,\,\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \tag{9–12}$$

onde r é a razão de compressão definida pela Eq. 9–9. Examinando a Eq. 9–12 com cuidado, observamos que dentro das hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência de um ciclo Diesel difere da eficiência de um ciclo Otto pelo termo entre colchetes. Esse termo é sempre maior que 1. Assim,

$$\eta_{t,\,\text{Otto}} > \eta_{t,\,\text{Diesel}} \tag{9–13}$$

quando ambos os ciclos operam na mesma razão de compressão. Da mesma maneira, à medida que a razão de corte diminui, a eficiência do ciclo Diesel aumenta (Fig. 9–22). No caso-limite em que $r_c = 1$, o termo entre colchetes torna-se igual a 1 (você conseguiria provar isso?), e as eficiências dos ciclos Otto e Diesel tornam-se idênticas. Lembre-se, porém, de que os motores a diesel operam com razões de compressão mais altas, e portanto são em geral mais eficientes do que os motores de ignição por centelha (à gasolina). Os motores a diesel também queimam o combustível mais completamente, uma vez que geralmente operam com um número menor de rotações por minuto e a razão entre a massa de ar e a de combustível é muito mais alta do que nos motores de ignição por centelha. As eficiências térmicas de motores a diesel grandes variam de cerca de 35 até 40%.

A maior eficiência e os menores custos de combustível dos motores a diesel os tornam atraentes para aplicações que exigem quantidades relativamente grandes de potência, como os motores de locomotivas, as unidades de emergência para geração de potência, os grandes navios e os caminhões pesados. Como exemplo do tamanho que esses motores podem atingir, um motor a diesel de 12 cilindros construído em 1964, pela Fiat da Itália, apresentou uma produção de potência de 25.200 hp (18,8 MW) a 122 rpm, com diâmetro dos cilindros de 90 cm e curso dos pistões de 91 cm.

Em modernos motores de ignição por compressão de alta velocidade, o combustível é injetado na câmara de combustão muito mais cedo em comparação com os motores diesel. O combustível começa a inflamar no final do curso da compressão, e consequentemente parte da combustão ocorre quase a volume constante. A injeção de combustível continua até que o pistão atinge o ponto morto superior, e a combustão do combustível se mantém a uma alta pressão bem no curso da expansão. Assim, o processo de combustão pode ser melhor modelado como uma combinação de dois processos, um a volume constante e outro a pressão constante. O ciclo ideal baseado neste conceito é chamado de **ciclo dual** e o diagrama P-v para ele é apresentado na Fig. 9–23. As quantidades relativas de calor transferido durante cada processo podem ser ajustados para aproximação do ciclo real. Observe que tanto os ciclos Otto e Diesel podem ser obtidos como casos especiais do ciclo dual. O ciclo dual é um modelo mais realista para uma representação moderna dos motores de ignição por compressão de alta velocidade.

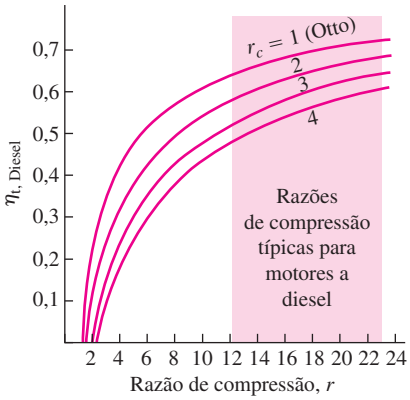


FIGURA 9–22 Eficiência térmica do ciclo Diesel ideal em função das razões de compressão e de corte (k = 1,4).

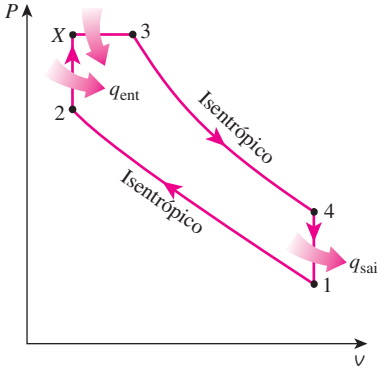


FIGURA 9–23 Diagrama P-v de um ciclo dual ideal.

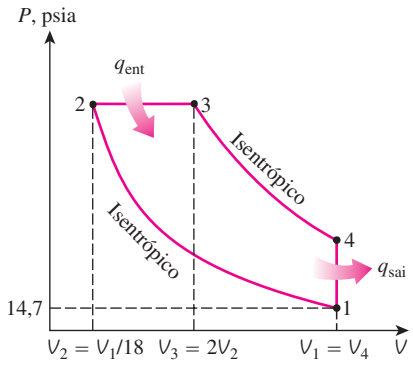


FIGURA 9–24 Diagrama *P*-*V* para um ciclo Diesel ideal discutido no Exemplo 9–3.

EXEMPLO 9–3 O ciclo Diesel ideal

Um ciclo Diesel ideal com o ar como fluido de trabalho tem uma razão de compressão de 18 e uma razão de corte de 2. No início do processo de compressão, o fluido de trabalho está a 14,7 psia, 80 °F e 117 pol^3. Utilizando as hipóteses do padrão a ar frio, determine (*a*) a temperatura e a pressão do ar no final de cada processo, (*b*) o trabalho líquido produzido e a eficiência térmica, e (*c*) a pressão média eficaz.

SOLUÇÃO Um ciclo Diesel ideal é considerado. A temperatura e a pressão ao final de cada processo, o trabalho líquido produzido, a eficiência térmica e a pressão média eficaz devem ser determinadas.

Hipóteses **1** As hipóteses do padrão a ar frio são aplicáveis nesse caso, e assim os calores específicos do ar na temperatura ambiente podem ser considerados constantes. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Propriedades A constante do gás do ar é $R = 0{,}3704$ psia·pé^3/lbm·R, e suas outras propriedades na temperatura ambiente são $c_p = 0{,}240$ Btu/lbm·R, $c_v = 0{,}171$ Btu/lbm·R, e $k = 1{,}4$ (Tab. A–2E*a*).

Análise O diagrama *P*-*V* do ciclo Diesel ideal é mostrado na Fig. 9–24. Observe que o ar contido no cilindro forma um sistema fechado.

(*a*) Os valores da temperatura e da pressão ao final de cada processo podem ser determinados pela utilização das relações isentrópicas do gás ideal para os processos 1-2 e 3-4. Mas primeiro vamos determinar os volumes ao final de cada processo utilizando as definições da razão de compressão e de corte:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117\ \text{pol}^3}{18} = 6{,}5\ \text{pol}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6{,}5\ \text{pol}^3) = 13\ \text{pol}^3$$

$$V_4 = V_1 = 117\ \text{pol}^3$$

Processo 1-2 (compressão isentrópica de um gás ideal, calores específicos constantes):

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (540\ \text{R})(18)^{1{,}4-1} = \mathbf{1.716\ R}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k} = (14{,}7\ \text{psia})(18)^{1{,}4} = \mathbf{841\ psia}$$

Processo 2-3 (Adição de calor a pressão constante para um gás ideal):

$$P_3 = P_2 = \mathbf{841\ psia}$$

$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = (1.716\ \text{R})(2) = \mathbf{3.432\ R}$$

Processo 3-4 (Expansão isentrópica de um gás ideal, calores específicos constantes):

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = (3.432\ \text{R})\left(\frac{13\ \text{pol}^3}{117\ \text{pol}^3}\right)^{1{,}4-1} = \mathbf{1.425\ R}$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k} = (841\ \text{psia})\left(\frac{13\ \text{pol}^3}{117\ \text{pol}^3}\right)^{1{,}4} = \mathbf{38{,}8\ psia}$$

(*b*) O trabalho líquido produzido para o ciclo é equivalente ao calor líquido transferido. Mas primeiro encontraremos a massa do ar:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(14{,}7 \text{ psia})(117 \text{ pol}^3)}{(0{,}3704 \text{ psia·pé}^3/\text{lbm·R})(540 \text{ R})}\left(\frac{1 \text{ pé}^3}{1.728 \text{ pol}^3}\right) = 0{,}00498 \text{ lbm}$$

O processo 2-3 é um processo de adição de calor a pressão constante, para o qual os termos trabalho de fronteira e Δu podem ser combinados em Δh. Assim,

$$\begin{aligned} Q_{\text{ent}} &= m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2) \\ &= (0{,}00498 \text{ lbm})(0{,}240 \text{ Btu/lbm·R})[(3.432 - 1.716) \text{ R}] \\ &= 2{,}051 \text{ Btu} \end{aligned}$$

O processo 4-1 é um processo de rejeição de calor a volume constante (não há interações de trabalho), e a quantidade de calor rejeitado é

$$\begin{aligned} Q_{\text{sai}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\ &= (0{,}00498 \text{ lbm})(0{,}171 \text{ Btu/lbm·R})[(1.425 - 540) \text{ R}] \\ &= 0{,}754 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Assim,

$$W_{\text{liq}} = Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sai}} = 2{,}051 - 0{,}754 = \mathbf{1{,}297 \text{ Btu}}$$

Então, a eficiência térmica é

$$\eta_t = \frac{W_{\text{liq}}}{Q_{\text{ent}}} = \frac{1{,}297 \text{ Btu}}{2{,}051 \text{ Btu}} = \mathbf{0{,}632 \text{ ou } 63{,}2\%}$$

A eficiência térmica desse ciclo Diesel sob as hipóteses do padrão a ar frio também poderia ser determinada através da Eq. 9–12.

(*c*) A pressão média eficaz é determinada de sua definição (Eq. 9–4):

$$\text{PME} = \frac{W_{\text{liq}}}{V_{\max} - V_{\min}} = \frac{W_{\text{liq}}}{V_1 - V_2} = \frac{1{,}297 \text{ Btu}}{(117 - 6{,}5) \text{ pol}^3}\left(\frac{778.17 \text{ lbf·pé}}{1 \text{ Btu}}\right)\left(\frac{12 \text{ pol.}}{1 \text{ pé}}\right)$$

$$= \mathbf{110 \text{ psia}}$$

Discussão Observe que uma pressão constante de 110 psia durante o tempo motor produziria o mesmo trabalho líquido que todo o ciclo Diesel.

9–7 CICLOS STIRLING E ERICSSON

Os ciclos Otto e Diesel ideais discutidos nas seções anteriores são compostos inteiramente por processos internamente reversíveis, e portanto são ciclos internamente reversíveis. Porém, esses ciclos não são totalmente reversíveis, uma vez que envolvem transferência de calor com diferenças de temperatura finitas durante os processos não isotérmicos de fornecimento de calor e rejeição de calor, os quais são irreversíveis. Assim, a eficiência térmica de um motor Otto ou Diesel será menor do que aquela de uma máquina de Carnot que opera entre os mesmos limites de temperatura. Considere uma máquina térmica operando entre uma fonte

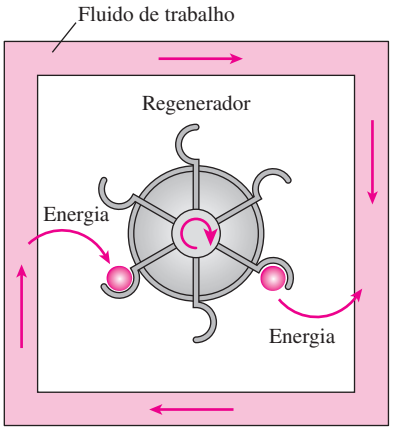


FIGURA 9–25 Um regenerador é um dispositivo que toma energia do fluido de trabalho durante uma parte do ciclo e a devolve (sem juros) durante a outra parte do ciclo.

de calor a T_H e um sumidouro de calor a T_L. Para que o ciclo da máquina térmica seja totalmente reversível, a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e a fonte de calor (ou o sumidouro) nunca deve exceder uma quantidade diferencial dT durante qualquer processo de transferência de calor. Ou seja, ambos os processos de adição e rejeição de calor durante o ciclo devem ocorrer de forma isotérmica, um deles a uma temperatura T_H e o outro a uma temperatura T_L. É exatamente isso o que acontece em um ciclo de Carnot.

Existem dois outros ciclos que envolvem processos isotérmicos de fornecimento de calor a T_H e rejeição de calor a T_L: o ciclo *Stirling* e o ciclo *Ericsson*. Eles diferem do ciclo de Carnot, pois os dois processos isentrópicos são substituídos por dois processos de regeneração a volume constante no ciclo Stirling, e por dois processos de regeneração a pressão constante no ciclo Ericsson. Ambos os ciclos utilizam **regeneração**, um processo durante o qual calor é transferido para um dispositivo que armazena energia térmica (chamado de *regenerador*) durante uma parte do ciclo, e é transferido de volta para o fluido de trabalho durante a outra parte do ciclo (Fig. 9–25).

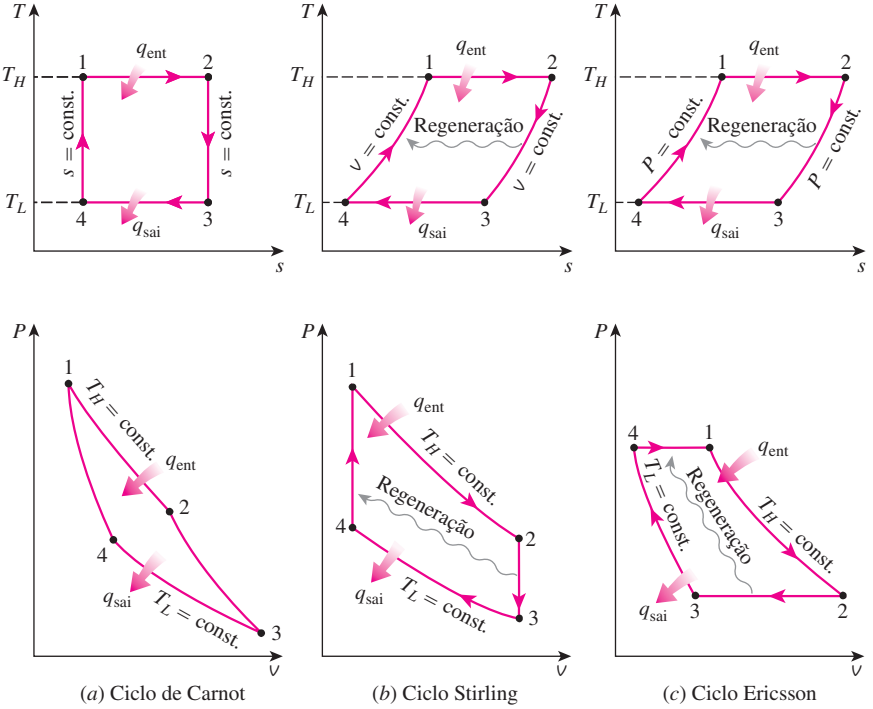
A Fig. 9–26*b* mostra os diagramas *T*-*s* e *P*-*v* do **ciclo Stirling**, que é formado por quatro processos totalmente reversíveis:

1-2 Expansão a T = *constante* (fornecimento de calor da fonte externa)

2-3 Regeneração a v = *constante* (transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador)

3-4 Compressão a T = *constante* (rejeição de calor para o sumidouro externo)

4-1 Regeneração a v = *constante* (transferência de calor interna do regenerador de volta para o fluido de trabalho)



(*a*) Ciclo de Carnot (*b*) Ciclo Stirling (*c*) Ciclo Ericsson

FIGURA 9–26 Diagramas *T*-*s* e *P*-*v* dos ciclos de Carnot, Stirling e Ericsson.

A execução prática do ciclo Stirling requer equipamentos um tanto quanto inovadores. Os motores Stirling reais, incluindo o original patenteado por Robert Stirling, são pesados e complicados. Para poupar o leitor das complexidades, a execução do ciclo Stirling em um sistema fechado é explicada com o auxílio do motor hipotético mostrado na Fig. 9–27.

Esse sistema consiste em um cilindro com dois pistões em cada lado e um regenerador no meio. O regenerador pode ser uma esponja metálica ou uma malha cerâmica ou qualquer tipo de conector poroso com uma massa térmica alta (massa vezes calor específico). Ele é usado para o armazenamento temporário da energia térmica. A massa do fluido de trabalho contida dentro do regenerador em qualquer instante é considerada desprezível.

Inicialmente, a câmara da esquerda abriga todo o fluido de trabalho (um gás), o qual está a temperatura e pressão altas. Durante o processo 1-2, calor é transferido para o gás a T_H de uma fonte a T_H. À medida que o gás se expande isotermicamente, o pistão da esquerda move-se para fora, realizando trabalho, e a pressão do gás diminui. Durante o processo 2-3, ambos os pistões deslocam-se para a direita à mesma velocidade (para manter o volume constante) até que todo o gás seja forçado para a câmara da direita. À medida que o gás passa através do regenerador, calor é transferido para o regenerador e a temperatura do gás cai de T_H para T_L. Para que esse processo de transferência de calor seja reversível, a diferença de temperatura entre o gás e o regenerador não deve exceder a quantidade diferencial dT em nenhum ponto. Assim, a temperatura do regenerador será T_H na extremidade esquerda e T_L na extremidade direita do regenerador quando o estado 3 for atingido. Durante o processo 3-4, o pistão da direita movimenta-se para dentro, comprimindo o gás. Calor é transferido do gás para um sumidouro à temperatura T_L, para que a temperatura T_L do gás permaneça constante enquanto a pressão aumenta. Finalmente, durante o processo 4-1, ambos os pistões se movimentam para a esquerda a mesma velocidade (para manter o volume constante), forçando todo o gás para a câmara da esquerda. A temperatura do gás se eleva de T_L para T_H quando ele passa através do regenerador e recolhe a energia térmica nele armazenada durante o processo 2-3. Isso conclui o ciclo.

Observe que o segundo processo a volume constante ocorre a um volume menor do que o primeiro, e que a transferência líquida de calor para o regenerador durante um ciclo é zero. Ou seja, a variação da energia armazenada no regenerador durante o processo 2-3 é igual à quantidade recolhida pelo gás durante o processo 4-1.

Os diagramas T-s e P-v do **ciclo Ericsson** são mostrados na Fig. 9–26*c*. O ciclo Ericsson é muito parecido com o ciclo Stirling, exceto pelos dois processos a volume constante que são substituídos por dois processos a pressão constante.

Um sistema com escoamento em regime permanente que opera segundo um ciclo Ericsson é mostrado na Fig. 9–28, onde os processos de expansão e compressão são executados em um compressor e uma turbina, respectivamente, e um trocador de calor em contracorrente serve como regenerador. As correntes de fluido quente e frio entram no trocador de calor por lados opostos, ocorrendo transferência de calor entre elas. No caso ideal, a diferença entre as temperaturas das correntes não excede uma quantidade diferencial em nenhum ponto, e a corrente de fluido fria deixa o trocador de calor à temperatura de entrada da corrente quente.

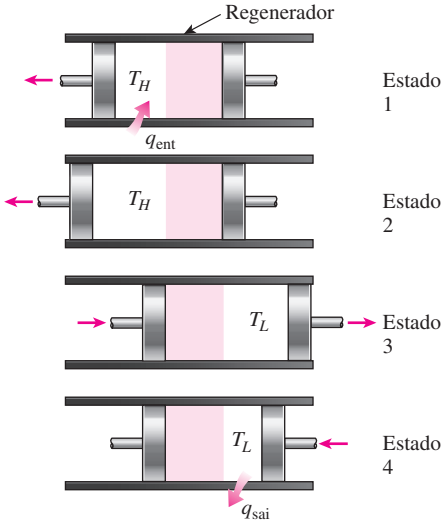


FIGURA 9–27 A execução do ciclo Stirling.

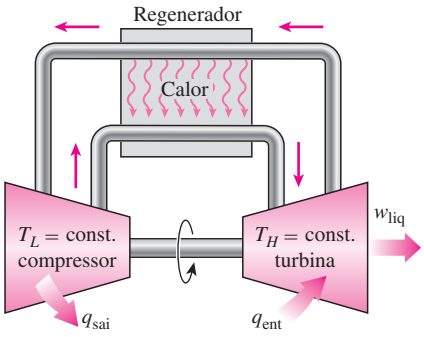


FIGURA 9–28 Um motor Ericsson operando com escoamento em regime permanente.

Os ciclos Stirling e Ericsson são totalmente reversíveis, assim como o ciclo de Carnot; portanto, de acordo com o princípio de Carnot, todos os três ciclos devem ter a mesma eficiência térmica ao operarem dentro dos mesmos limites de temperatura:

$$\eta_{t,\,\text{Stirling}} = \eta_{t,\,\text{Ericsson}} = \eta_{t,\,\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(9–14)}$$

Isso foi provado para o ciclo de Carnot do Exemplo 9–1 e pode ser provado de modo semelhante para os ciclos Stirling e Ericsson.

EXEMPLO 9–4 Eficiência térmica do ciclo Ericsson

Usando um gás ideal como fluido de trabalho, mostre que a eficiência térmica de um ciclo Ericsson é idêntica à eficiência de um ciclo de Carnot que opera entre os mesmos limites de temperatura.

SOLUÇÃO É preciso mostrar que as eficiências dos ciclos de Carnot e Ericsson são idênticas.

Análise Calor é transferido para o fluido de trabalho de forma isotérmica de uma fonte externa à temperatura T_H durante o processo 1-2, e é rejeitado novamente de forma isotérmica para um sumidouro externo à temperatura T_L, durante o processo 3-4. Para um processo isotérmico reversível, a transferência de calor está relacionada à variação de entropia por

$$q = T\,\Delta s$$

A variação de entropia de um gás ideal durante um processo isotérmico é

$$\Delta s = c_p \ln \frac{\overset{0}{\overset{\nearrow}{T_{\text{sai}}}}}{T_{\text{ent}}} - R \ln \frac{P_{\text{sai}}}{P_{\text{ent}}} = -R \ln \frac{P_{\text{sai}}}{P_{\text{ent}}}$$

O calor transferido ao ciclo e o calor rejeitado podem ser expressos como

$$q_{\text{ent}} = T_H(s_2 - s_1) = T_H\left(-R \ln \frac{P_2}{P_1}\right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

e

$$q_{\text{sai}} = T_L(s_4 - s_3) = -T_L\left(-R \ln \frac{P_4}{P_3}\right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

Assim, a eficiência térmica do ciclo Ericsson torna-se

$$\eta_{t,\,\text{Ericsson}} = 1 - \frac{q_{\text{sai}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{RT_L \ln(P_4/P_3)}{RT_H \ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

uma vez que $P_1 = P_4$ e $P_3 = P_2$. Observe que esse resultado não depende de o ciclo ser executado em um sistema fechado ou em um sistema com escoamento em regime permanente.

Os ciclos Stirling e Ericsson são difíceis de serem realizados na prática, porque envolvem transferência de calor com uma diferença de temperatura infinitesimal em todos os componentes, incluindo o regenerador. Isso requer superfícies

de transferência de calor infinitamente grandes, ou tempos infinitamente longos para a realização dos processos, e nenhuma das duas opções é prática. Na verdade, todos os processos de transferência de calor ocorrem com diferenças de temperaturas finitas, o regenerador não tem uma eficiência de 100% e as perdas de pressão do regenerador são consideráveis. Em virtude dessas limitações, por muito tempo os ciclos Stirling e Ericsson foram de interesse apenas teórico. Entretanto, existe um interesse renovado nos motores que operam segundo esses ciclos, por causa de seu potencial de eficiência mais alta e melhor controle de emissões. Companhias como as norte-americanas Ford Motor Company, a General Motors Corporation e a holandesa Phillips Research Laboratories têm desenvolvido com sucesso motores Stirling para caminhões, ônibus e até automóveis. Porém, mais pesquisa e desenvolvimento são necessários para que esses motores possam competir com os motores a gasolina ou diesel.

Os motores Stirling e Ericsson são motores de *combustão externa*. Ou seja, o combustível é queimado fora do cilindro, ao contrário dos motores a gasolina ou diesel, onde o combustível é queimado dentro do cilindro.

A combustão externa oferece várias vantagens. Em primeiro lugar, uma variedade de combustíveis pode ser usada como fontes de energia térmica. Em segundo lugar, há mais tempo para a combustão, e assim o processo de combustão é mais completo, o que significa menor poluição do ar e maior aproveitamento da energia do combustível. Em terceiro lugar, esses motores operam em ciclos fechados, e por isso um fluido de trabalho com características mais desejáveis (estável, quimicamente inerte, alta condutividade térmica) pode ser utilizado. O hidrogênio e o hélio são dois gases normalmente empregados nesses motores.

Apesar das limitações físicas e das dificuldades associadas a eles, tanto o ciclo Stirling quanto o Ericsson transmitem uma mensagem importante para os engenheiros de projeto: *a regeneração pode aumentar a eficiência.* Não é coincidência observar que as modernas usinas de turbina a gás e de vapor fazem extenso uso da regeneração. De fato, o ciclo Brayton com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração, amplamente utilizado nas usinas de turbina a gás e discutido mais adiante neste capítulo, se parece bastante com o ciclo Ericsson.

9–8 CICLO BRAYTON: O CICLO IDEAL DAS TURBINAS A GÁS

O ciclo Brayton foi proposto por George Brayton para ser utilizado no motor alternativo desenvolvido por ele em 1870. Hoje, é apenas usado em turbinas a gás, nas quais os processos de compressão e expansão ocorrem em um maquinário rotativo. Em geral, as turbinas a gás operam em um *ciclo aberto*, como mostra a Fig. 9–29. O ar fresco em condições ambientes é admitido no compressor, onde a temperatura e a pressão são elevadas. Daí, ar a uma alta pressão entra na câmara de combustão, na qual o combustível é queimado a uma pressão constante. Em seguida, os gases resultantes, a uma alta temperatura, entram na turbina, onde se expandem até a pressão atmosférica enquanto produzem potência. Os gases de exaustão que deixam a turbina são jogados para fora (não recirculam), de forma que o ciclo é classificado como aberto.

O ciclo de turbina a gás aberto pode ser modelado como um *ciclo fechado*, como mostra a Fig. 9–30, utilizando as hipóteses do padrão a ar. Aqui os processos de compressão e expansão permanecem os mesmos, mas o processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor a uma pressão constante a partir de uma fonte externa, e o processo de exaustão é substituído por

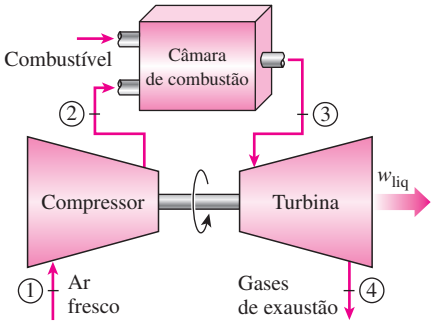


FIGURA 9–29 Um motor a turbina a gás de ciclo aberto.

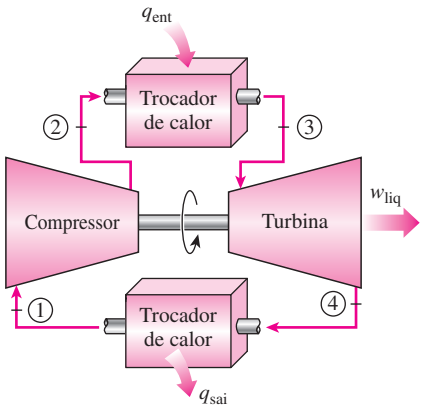
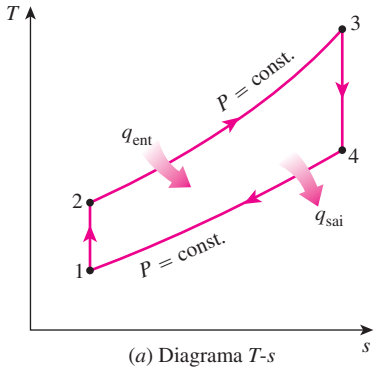
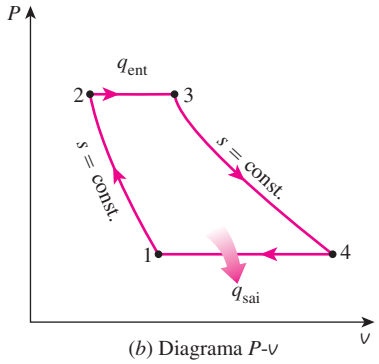


FIGURA 9–30 Um motor de turbina a gás de ciclo fechado.



(*a*) Diagrama *T-s*



(*b*) Diagrama *P-v*

FIGURA 9–31 Diagramas *T-s* e *P-v* do ciclo Brayton ideal.

um processo de rejeição de calor a uma pressão constante para o ar ambiente. O ciclo ideal pelo qual passa o fluido de trabalho nesse circuito fechado é o **ciclo Brayton**, formado por quatro processos internamente reversíveis:

1-2 Compressão isentrópica (em um compressor)
2-3 Fornecimento de calor a pressão constante
3-4 Expansão isentrópica (em uma turbina)
4-1 Rejeição de calor a pressão constante

Os diagramas *T-s* e *P-v* de um ciclo Brayton ideal são mostrados na Fig. 9–31. Observe que todos os quatro processos do ciclo Brayton são executados em dispositivos com escoamento em regime permanente, e portanto devem ser analisados dessa forma. Quando as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, o balanço de energia de um processo com escoamento em regime permanente pode ser expresso por unidades de massa como

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \qquad \textbf{(9–15)}$$

Portanto, as quantidades de calor transferidas de e para o fluido de trabalho são

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9–16}\textit{a}\textbf{)}$$

e

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9–16}\textit{b}\textbf{)}$$

A eficiência térmica do ciclo Brayton ideal segundo as hipóteses do padrão a ar frio torna-se

$$\eta_{t,\,Brayton} = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos e $P_2 = P_3$ e $P_4 = P_1$. Assim,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Substituindo essas quantidades na equação para a eficiência térmica e simplificando, temos

$$\eta_{t,\,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \qquad \textbf{(9–17)}$$

onde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(9–18)}$$

é a **razão de pressão** e k é a razão dos calores específicos. A Eq. 9–17 mostra que, sob as hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal depende da razão de pressão da turbina a gás e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho. A eficiência térmica aumenta com esses parâmetros, o que também acontece nas turbinas a gás reais. Um gráfico da eficiência térmica em função da razão de pressão é mostrado na Fig. 9–32 para $k = 1{,}4$, que é o valor da razão dos calores específicos para o ar à temperatura ambiente.

A temperatura mais alta do ciclo ocorre ao final do processo de combustão (estado 3), e é limitada pela temperatura máxima que as pás da turbina podem

suportar. Isso também limita as razões de pressão que podem ser usadas no ciclo. Para um valor fixo para a temperatura na entrada da turbina (T_3), o trabalho líquido por ciclo aumenta com a razão de pressão, atinge um máximo e, em seguida, começa a diminuir, como mostra a Fig. 9–33. Assim, deve haver um compromisso entre a razão de pressão (e consequentemente a eficiência térmica) e o trabalho líquido produzido. Com um menor trabalho realizado por ciclo, um maior fluxo de massa (portanto, um sistema maior) é necessário para manter a mesma potência, o que pode não ser econômico. Na maioria dos projetos, a razão de pressão das turbinas a gás varia de cerca de 11 até 16.

O ar das turbinas a gás realiza duas funções importantes: ele fornece o oxidante necessário para a combustão do combustível e serve como fluido refrigerante para manter a temperatura dos diversos componentes dentro de limites seguros. A segunda função é realizada admitindo mais ar do que o necessário para a combustão completa do combustível. Nas turbinas a gás, uma razão de 50 ou mais entre as massas de ar e de combustível não é rara. Em uma análise do ciclo, tratar dos gases de combustão como se fossem ar não implica erros consideráveis. Da mesma forma, a vazão em massa através da turbina é maior do que através do compressor, e assim a diferença é igual à vazão em massa de combustível. Supondo uma vazão a uma massa constante em todo o ciclo, teremos resultados conservativos para os motores a turbina a gás de circuito aberto.

As duas principais áreas de aplicação dos motores a turbina a gás são a *propulsão de aviões* e a *geração de energia elétrica*. Quando usada para a propulsão de aviões, a turbina a gás produz potência suficiente para mover o compressor e um pequeno gerador para alimentar o equipamento auxiliar. Os gases de exaustão a altas velocidades são responsáveis pela produção do empuxo necessário para movimentar a aeronave. As turbinas a gás também são usadas como usinas de potência estacionárias para gerar eletricidade como unidades independentes ou associadas a usinas a vapor, situação em que os gases de exaustão da turbina a gás servem como fonte de calor para o vapor. O ciclo da turbina a gás também pode ser executado como um ciclo fechado para ser usado em usinas nucleares. Nesse caso, o fluido de trabalho não se limita ao ar, e um gás com características mais desejáveis (como o hélio) pode ser usado.

A maioria das frotas navais do mundo ocidental já usa motores de turbina a gás para a propulsão e geração de energia elétrica. As turbinas a gás General Electric LM2500 usadas para acionar navios têm uma eficiência térmica de ciclo simples de 37%. As turbinas a gás General Electric WR-21 equipadas com resfriamento intermediário e regeneração têm eficiência térmica de 43% e produzem 21,6 MW (29.040 hp). A regeneração também reduz a temperatura de exaustão de 600 °C (1.100 °F) para 350 °C (650 °F). O ar é comprimido a 3 atm antes de entrar no resfriador intermediário. Comparada aos sistemas de turbina a vapor e propulsão a diesel, a turbina a gás oferece maior potência para um determinado tamanho e peso, alta confiabilidade, vida mais longa e operação mais conveniente. O tempo de partida do motor foi reduzido, e as quatro horas necessárias para um sistema típico de propulsão a vapor foram para menos de dois minutos para uma turbina a gás. Muitos sistemas modernos de propulsão marítima usam turbinas a gás juntamente com motores a diesel, por causa do alto consumo de combustível dos motores de turbina a gás de ciclo simples. Em sistemas combinados de turbina a gás e diesel, o diesel é usado para fornecer operação eficiente em condições de cruzeiro ou que requeiram baixa potência, e a turbina a gás é utilizada quando são necessárias altas velocidades.

Nas usinas de turbina a gás, a razão entre o trabalho do compressor e o da turbina, chamada de **razão de consumo de trabalho**, é muito alta (Fig. 9–34). Em geral, mais da metade do trabalho produzido na turbina é usada para acionar o

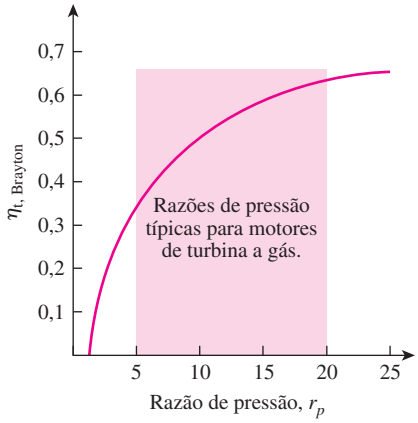


FIGURA 9–32 Eficiência térmica do ciclo Brayton ideal em função da razão de pressão.

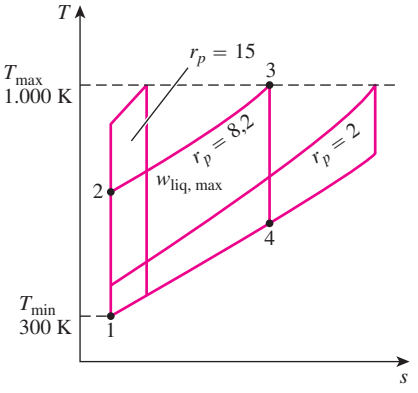


FIGURA 9–33 Para valores fixos de T_{min} e T_{max}, o trabalho líquido do ciclo Brayton primeiro aumenta com a razão de pressão, atinge um máximo para $r_p = (T_{max}/T_{min})^{k/[2(k-1)]}$ e, finalmente, diminui.

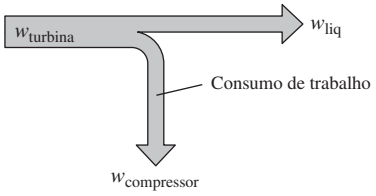


FIGURA 9–34 A fração do trabalho da turbina usada para acionar o compressor é chamada de razão de consumo de trabalho.

compressor. A situação é ainda menos favorável quando as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina são baixas. Esse fato contrasta com as usinas a vapor, nas quais a razão do consumo de trabalho é de apenas alguns pontos percentuais. Isso, porém, não é nenhuma surpresa, pois em usinas a vapor um líquido é comprimido em vez de um gás, e o trabalho no escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico do fluido de trabalho.

Uma usina com alta razão de consumo de trabalho exige uma turbina maior para fornecer os requisitos adicionais de energia do compressor. Assim, as turbinas utilizadas nas usinas de turbina a gás são maiores do que aquelas usadas nas usinas a vapor com a mesma produção líquida de potência.

Desenvolvimento das turbinas a gás

A turbina a gás experimentou progresso e crescimento fenomenais desde o início de seu desenvolvimento nos anos 1930. As primeiras turbinas a gás fabricadas nos anos 1940 e 1950 tinham eficiências de ciclo simples de cerca de 17%, por causa da baixa eficiência do compressor e da turbina além da baixa temperatura na entrada da turbina em virtude das limitações metalúrgicas da época. Por isso, as turbinas a gás encontraram uso apenas limitado, apesar de sua versatilidade e capacidade de queimar uma variedade de combustíveis. Os esforços para melhorar a eficiência do ciclo concentravam-se em três áreas:

1. Aumento das temperaturas de entrada na turbina Essa tem sido a principal medida utilizada para melhorar a eficiência da turbina a gás. As temperaturas de entrada aumentaram de forma constante, e foram de cerca de 540 °C (1.000 °F) nos anos 1940 para 1.425 °C (2.600 °F) ou mais nos dias de hoje. Esses aumentos foram possíveis graças ao desenvolvimento de novos materiais e às inovadoras técnicas de resfriamento dos componentes essenciais, como revestimento das pás da turbina com camadas cerâmicas e seu resfriamento com ar da descarga do compressor. A manutenção de temperaturas altas na entrada da turbina combinada a uma técnica de resfriamento a ar exige que a temperatura de combustão seja mais alta para compensar o efeito do ar de resfriamento. Entretanto, temperaturas de combustão mais altas aumentam a quantidade de óxidos de nitrogênio (NO_x), que são responsáveis pela formação de ozônio no nível do solo e *smog*. O uso de vapor de água como refrigerante permitiu um aumento das temperaturas de entrada da turbina em até 100 °C (212 °F), sem um aumento na temperatura de combustão. O vapor de água também é um meio de transferência de calor muito mais eficaz do que o ar.

2. Aumento das eficiências dos componentes das turbomáquinas O desempenho das primeiras turbinas sofria bastante com as ineficiências das turbinas e dos compressores. Entretanto, o advento dos computadores e as técnicas avançadas de projeto auxiliado por computador possibilitaram projetar de forma mais adequada a aerodinâmica desses componentes com um mínimo de perdas. O aumento das eficiências das turbinas e dos compressores resultou em um aumento significativo na eficiência do ciclo.

3. Acrescentando modificações ao ciclo básico As eficiências do ciclo das primeiras turbinas a gás praticamente dobraram com a incorporação do resfriamento intermediário, da regeneração (ou recuperação) e do reaquecimento, os quais serão discutidos nas duas seções a seguir. Obviamente, esses aperfeiçoamentos têm custo inicial e de operação maiores, e não podem ser justificados a menos que a diminuição nas despesas com combustível compense o aumento dos outros custos. Os preços relativamente baixos do combustível, o desejo geral da indústria de minimizar os custos das instalações, e o grande aumento de aproximadamente

40% na eficiência do ciclo básico deixaram pouco espaço para o desejo de optar por essas modificações.

A primeira turbina a gás de uma usina elétrica foi instalada em 1949, em Oklahoma, como parte de uma usina com ciclo combinado. Ela foi construída pela General Electric e produzia 3,5 MW de potência. A confiabilidade e a eficiência das turbinas a gás instaladas até a metade dos anos 1970 eram ruins. No passado, a geração de energia elétrica para manutenção da carga básica era dominada por grandes usinas nucleares e a carvão. Entretanto, ao longo dos anos houve uma maior utilização das turbinas a gás natural, por causa de sua eficiência mais alta, dos custos de capital mais baixos, dos tempos de instalação menores, das melhores características de emissão e da abundância no fornecimento de gás natural. Com isso, mais e mais fornecedores de serviços de eletricidade estão utilizando turbinas a gás para a produção de carga básica e energia para épocas de pico de demanda. Os custos de construção das usinas a turbina a gás representam aproximadamente metade dos custos de construção das usinas a vapor com combustível fóssil convencional, que foram as usinas primárias de carga básica até o início dos anos 1980. Mais da metade de todas as usinas cuja instalação está prevista para um futuro próximo deve ser dos tipos turbina a gás ou uma combinação de turbina a gás e vapor.

Uma turbina a gás fabricada pela General Electric no início dos anos 1990 tinha uma razão de pressão de 13,5 e gerava 135,7 MW de potência líquida, a uma eficiência térmica de 33% em operação no modo de ciclo simples. Uma turbina a gás mais recente, também fabricada pela General Electric, utiliza uma temperatura de entrada de turbina de 1.425 °C (2.600 °F), produz até 282 MW e atinge uma eficiência térmica de 39,5% no modo de ciclo simples. Uma turbina a gás de pequena escala e 1,3 tonelada rotulada como OP-16, construída pela empresa holandesa Opra Optimal Radial Turbine, pode funcionar a gás ou combustível líquido e, assim, substituir um motor a diesel de 16 toneladas. Ela tem uma razão de pressão de 6,5 e produz até 2 MW de potência. Sua eficiência é de 26% em operação de ciclo simples, a qual se eleva para 37% quando equipada com um regenerador.

EXEMPLO 9–5 Ciclo Brayton simples ideal

Uma usina a turbina a gás que opera em um ciclo Brayton ideal tem razão de pressão de 8. A temperatura do gás é de 300 K na entrada do compressor e 1.300 K na entrada da turbina. Utilizando as hipóteses do padrão a ar, determine (*a*) a temperatura do gás nas saídas do compressor e da turbina, (*b*) a razão de consumo de trabalho e (*c*) a eficiência térmica.

SOLUÇÃO Uma usina que opera segundo o ciclo Brayton ideal é considerada. As temperaturas de saída do compressor e da turbina, a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica devem ser determinados.

Hipóteses **1** Operação em regime permanente. **2** As hipóteses do padrão a ar se aplicam. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** A variação de calores específicos com a temperatura deve ser considerada.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo Brayton ideal descrito é mostrado na Fig. 9–35. Observamos que os componentes envolvidos no ciclo Brayton são dispositivos com escoamento em regime permanente.

(*continua*)

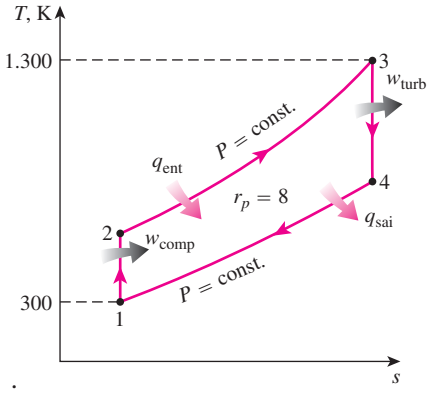


FIGURA 9–35 Diagrama *T-s* do ciclo Brayton discutido no Exemplo 9–5.

(*continuação*)

(*a*) As temperaturas do ar nas saídas do compressor e da turbina são determinadas pelas relações isentrópicas:

Processo 1-2 (compressão isentrópica de um gás ideal):

$$T_1 = 300\ \text{K} \rightarrow h_1 = 300{,}19\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1{,}386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1{,}386) = 11{,}09 \rightarrow T_2 = \mathbf{540\ K}\ \text{(na saída do compressor)}$$

$$h_2 = 544{,}35\ \text{kJ/kg}$$

Processo 3-4 (expansão isentrópica de um gás ideal):

$$T_3 = 1.300\ \text{K} \rightarrow h_3 = 1.395{,}97\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r3} = 330{,}9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330{,}9) = 41{,}36 \rightarrow T_4 = \mathbf{770\ K}\ \text{(na saída da turbina)}$$

$$h_4 = 789{,}37\ \text{kJ/kg}$$

(*b*) Para encontrar a razão de consumo de trabalho, precisamos encontrar o trabalho fornecido ao compressor e o trabalho realizado pela turbina:

$$w_{\text{comp, ent}} = h_2 - h_1 = 544{,}35 - 300{,}19 = 244{,}16\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb, sai}} = h_3 - h_4 = 1.395{,}97 - 789{,}37 = 606{,}60\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$r_{\text{ct}} = \frac{w_{\text{comp, ent}}}{w_{\text{turb, sai}}} = \frac{244{,}16\ \text{kJ/kg}}{606{,}60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}403}$$

Ou seja, 40,3% do trabalho da turbina são usados apenas para acionar o compressor.

(*c*) A eficiência térmica do ciclo é a relação entre a potência líquida e o calor total fornecido:

$$q_{\text{ent}} = h_3 - h_2 = 1.395{,}97 - 544{,}35 = 851{,}62\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{liq}} = w_{\text{sai}} - w_{\text{ent}} = 606{,}60 - 244{,}16 = 362{,}4\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$\eta_{\text{t}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{362{,}4\ \text{kJ/kg}}{851{,}62\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}426\ ou\ 42{,}6\%}$$

A eficiência térmica também poderia ser determinada por

$$\eta_{\text{t}} = 1 - \frac{q_{\text{sai}}}{q_{\text{ent}}}$$

onde

$$q_{\text{sai}} = h_4 - h_1 = 789{,}37 - 300{,}19 = 489{,}2\ \text{kJ/kg}$$

Discussão Sob as hipóteses do padrão a ar frio (valores dos calores específicos constantes à temperatura ambiente), a eficiência térmica seria, utilizando a Eq. 9–17,

$$\eta_{t,\,\text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1,4-1)/1,4}} = 0,448$$

a qual está suficientemente próxima do valor obtido considerando-se a variação dos calores específicos com a temperatura.

Diferenças entre ciclos de turbinas a gás reais e idealizados

O ciclo da turbina a gás real difere do ciclo Brayton ideal em diversos aspectos. Um deles é que alguma queda de pressão durante os processos de adição e rejeição de calor é inevitável. Mais importante é o fato de que o trabalho de compressão real é maior, e o trabalho realizado pela turbina é menor por causa das irreversibilidades. As diferenças entre os comportamentos reais do compressor e da turbina e os comportamentos isentrópicos idealizados podem ser consideradas utilizando as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_r} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \qquad \textbf{(9–19)}$$

e

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \qquad \textbf{(9–20)}$$

onde os estados $2r$ e $4r$ são os estados de saída reais do compressor e da turbina respectivamente, e os estados $2s$ e $4s$ são os estados correspondentes ao caso isentrópico, como ilustra a Fig. 9–36. O efeito das eficiências da turbina e do compressor sobre a eficiência térmica dos motores a turbina a gás é ilustrado a seguir.

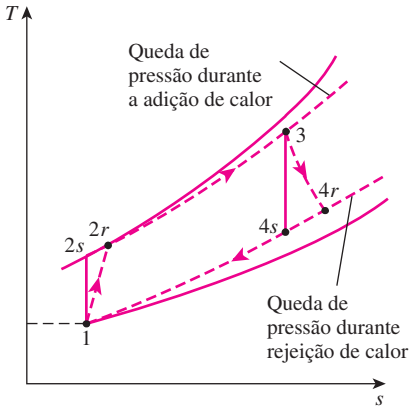


FIGURA 9–36 A diferença entre um ciclo à turbina a gás real e o ciclo Brayton ideal como resultado das irreversibilidades.

EXEMPLO 9–6 Um ciclo de turbina a gás real

Considerando uma eficiência para o compressor de 80% e uma eficiência para a turbina de 85%, determine (*a*) a razão de consumo de trabalho, (*b*) a eficiência térmica e (*c*) a temperatura na saída da turbina do ciclo de turbina a gás discutido no Exemplo 9–5.

SOLUÇÃO O ciclo Brayton discutido no Exemplo 9–5 é reconsiderado. Considerando as eficiências especificadas da turbina e do compressor, a razão de consumo de trabalho, a eficiência térmica, e a temperatura de saída da turbina devem ser determinadas.

Análise (*a*) O diagrama *T-s* do ciclo é mostrado na Fig. 9–37. O trabalho real do compressor e o trabalho real da turbina são determinados usando-se as definições das eficiências do compressor e da turbina, Eqs. 9–19 e 9–20:

Compressor: $$w_{\text{comp, ent}} = \frac{w_s}{\eta_C} = \frac{244,16\ \text{kJ/kg}}{0,80} = 305,20\ \text{kJ/kg}$$

Turbina: $$w_{\text{turb, sai}} = \eta_T w_s = (0,85)(606,60\ \text{kJ/kg}) = 515,61\ \text{kJ/kg}$$

(*continua*)

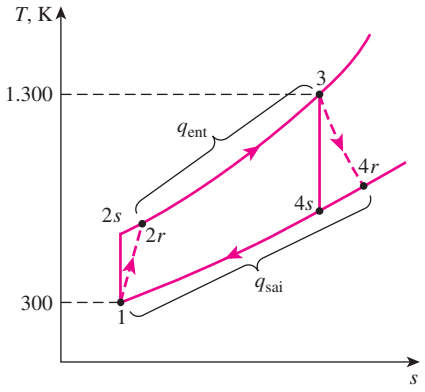


FIGURA 9–37 Diagrama *T-s* do ciclo de turbina a gás discutido no Exemplo 9–6.

(*continuação*)

Assim,

$$r_{ct} = \frac{w_{comp,\,ent}}{w_{turb,\,sai}} = \frac{305{,}20\ \text{kJ/kg}}{515{,}61\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}592}$$

Ou seja, o compressor agora consome 59,2% do trabalho produzido pela turbina (que antes era de 40,3%). Esse aumento é em virtude das irreversibilidades que ocorrem dentro do compressor e da turbina.

(*b*) Nesse caso, o ar deixa o compressor com temperatura e entalpia mais altas, as quais são determinadas como

$$\begin{aligned} w_{comp,\,ent} = h_{2r} - h_1 \rightarrow h_{2r} &= h_1 + w_{comp,\,ent} \\ &= 300{,}19 + 305{,}20 \\ &= 605{,}39\ \text{kJ/kg} \quad (\text{e } T_{2r} = 598\ \text{K}) \end{aligned}$$

Assim,

$$q_{ent} = h_3 - h_{2r} = 1.395{,}97 - 605{,}39 = 790{,}58\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{liq} = w_{sai} - w_{ent} = 515{,}61 - 305{,}20 = 210{,}41\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = \frac{210{,}41\ \text{kJ/kg}}{790{,}58\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}266\ ou\ 26{,}6\%}$$

Ou seja, as irreversibilidades que ocorrem dentro da turbina e do compressor fizeram que a eficiência térmica do ciclo de turbina a gás caísse de 42,6 para 26,6%. Esse exemplo mostra como o desempenho de uma usina à turbina a gás é sensível às eficiências do compressor e da turbina. De fato, as eficiências da turbina a gás não atingiram valores competitivos até que fossem efetuados aperfeiçoamentos significativos no projeto das turbinas a gás e dos compressores.

(*c*) A temperatura do ar na saída da turbina é determinada por um balanço de energia na turbina:

$$\begin{aligned} w_{turb,\,sai} = h_3 - h_{4r} \rightarrow h_{4r} &= h_3 - w_{turb,\,sai} \\ &= 1.395{,}97 - 515{,}61 \\ &= 880{,}36\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Assim, da Tab. A–17

$$T_{4r} = \mathbf{853\ K}$$

Discussão A temperatura na saída da turbina é consideravelmente mais alta do que na saída do compressor ($T_{2r} = 598$ K), o que sugere o uso de regeneração para reduzir o custo com combustível.

9–9 O CICLO BRAYTON COM REGENERAÇÃO

Nos motores a turbina a gás, a temperatura do gás de exaustão que sai da turbina quase sempre é consideravelmente mais alta do que a temperatura do ar que sai do compressor. Assim, o ar à alta pressão que sai do compressor pode ser aquecido pelos gases quentes da exaustão em um trocador de calor de correntes opostas (contracorrente), também conhecido como *regenerador* ou *recuperador*. Um esquema do motor a turbina a gás que utiliza um regenerador e o diagrama *T-s* do novo ciclo são mostrados nas Figs. 9–38 e 9–39, respectivamente.

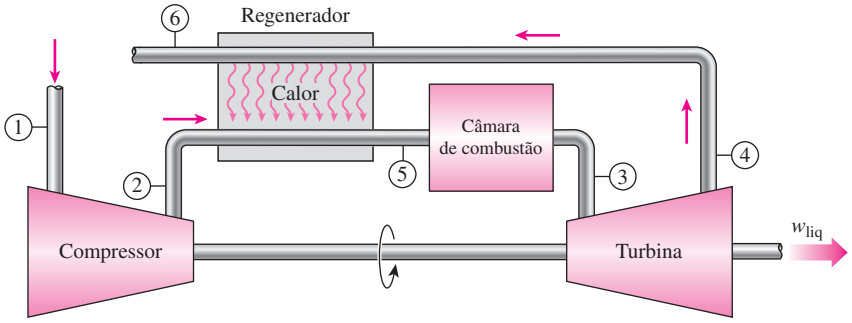


FIGURA 9–38 Um motor à turbina a gás com regenerador.

A eficiência térmica do ciclo Brayton aumenta com a utilização de regeneração, uma vez que a parte da energia dos gases de exaustão que normalmente é rejeitada para a vizinhança agora é usada para preaquecer o ar que entra na câmara de combustão. Isso, por sua vez, diminui a quantidade de calor que deve ser fornecida (e, consequentemente, combustível) para o mesmo trabalho líquido produzido. Observe, porém, que o uso de um regenerador é recomendado apenas quando a temperatura de exaustão da turbina for maior que a temperatura de saída do compressor. Caso contrário, o calor fluirá na direção contrária (*para* os gases de exaustão), diminuindo a eficiência. Essa situação é encontrada em motores a turbina a gás que operam com razões de pressão muito altas.

A temperatura mais alta que ocorre dentro do regenerador é T_4, a mesma temperatura dos gases de exaustão que saem da turbina e entram no regenerador. Sob nenhuma condição o ar pode ser (preaquecido) no regenerador a uma temperatura acima desse valor. Normalmente o ar deixa o regenerador a uma temperatura mais baixa, T_5. No caso-limite (ideal), o ar deixa o regenerador à temperatura de entrada dos gases de exaustão (T_4). Supondo que o regenerador esteja bem isolado e que todas as variações das energias cinética e potencial sejam desprezíveis, as transferências de calor real e máxima dos gases de exaustão para o ar podem ser expressas como

$$q_{\text{regen, real}} = h_5 - h_2 \tag{9–21}$$

e

$$q_{\text{regen, max}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \tag{9–22}$$

Uma indicação do quanto um regenerador se aproxima de um regenerador ideal é chamada de **efetividade ϵ**, e é definida como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen, real}}}{q_{\text{regen, max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \tag{9–23}$$

Quando as hipóteses do padrão a ar frio são utilizadas, isso se reduz a

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \tag{9–24}$$

Um regenerador com uma efetividade mais alta, obviamente, economiza uma quantidade maior de combustível, uma vez que preaquece o ar a uma temperatura mais alta antes da combustão.

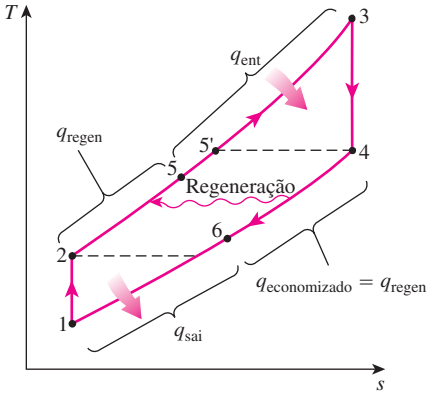


FIGURA 9–39 Diagrama *T-s* de um ciclo Brayton com regeneração.

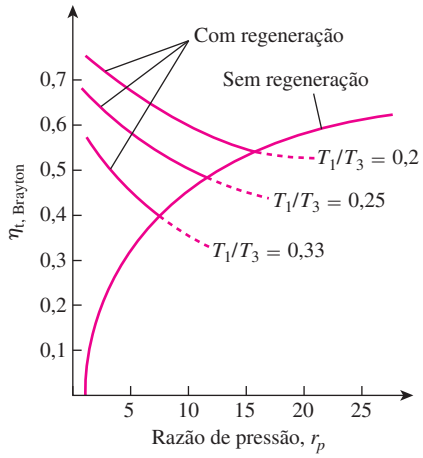


FIGURA 9–40 Eficiência térmica do ciclo Brayton ideal com e sem regeneração.

Entretanto, a obtenção de uma efetividade mais alta exige o uso de um regenerador maior, que custa mais caro e causa maior queda da pressão. Assim, o uso de um regenerador com efetividade demasiadamente alta não se justifica economicamente, a menos que a economia com os custos de combustível exceda as despesas adicionais envolvidas. A efetividade da maioria dos regeneradores utilizados na prática está abaixo de 0,85.

Dentro das hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração é

$$\eta_{t,\,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \tag{9–25}$$

Portanto, a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração depende da razão entre as temperaturas mínima e máxima, bem como da razão de pressão. A eficiência térmica é mostrada na Fig. 9–40 para diversas razões de pressão e relações entre temperaturas mínimas e máximas. A figura mostra que a regeneração é mais eficaz a razões de pressão mais baixas e a baixas razões entre as temperaturas mínimas e máximas.

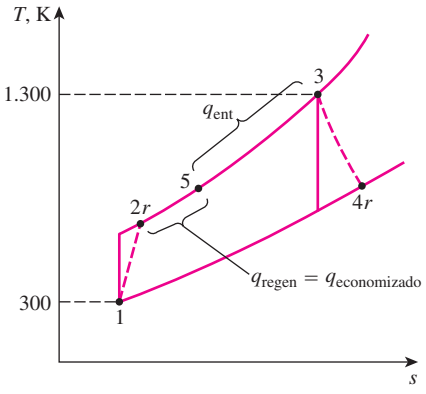


FIGURA 9–41 Diagrama *T-s* do ciclo Brayton com regeneração descrito no Exemplo 9–7.

EXEMPLO 9–7 Ciclo de turbina a gás real com regeneração

Determine a eficiência térmica da turbina a gás descrita no Exemplo 9–6 se um regenerador com efetividade de 80% for instalado.

SOLUÇÃO A turbina a gás discutida no Exemplo 9–6 é equipada com um regenerador. Considerando uma efetividade especificada, a eficiência térmica deve ser determinada.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo é mostrado na Fig. 9–41. Em primeiro lugar, vamos determinar a entalpia do ar na saída do regenerador usando a definição da efetividade:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2r}}{h_{4r} - h_{2r}}$$

$$0{,}80 = \frac{(h_5 - 605{,}39)\ \text{kJ/kg}}{(880{,}36 - 605{,}39)\ \text{kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825{,}37\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$q_{ent} = h_3 - h_5 = (1.395{,}97 - 825{,}37)\ \text{kJ/kg} = 570{,}60\ \text{kJ/kg}$$

Isso representa uma economia de 220,0 kJ/kg no fornecimento de calor ao ciclo. A adição de um regenerador (supostamente sem atrito) não afeta o trabalho líquido. Assim,

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = \frac{210{,}41\ \text{kJ/kg}}{570{,}60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}369\ ou\ 36{,}9\%}$$

Discussão Observe que a eficiência térmica do ciclo subiu de 26,6 para 36,9%, com a instalação de um regenerador que ajuda a recuperar parte da energia térmica dos gases de exaustão.

9–10 O CICLO BRAYTON COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO, REAQUECIMENTO E REGENERAÇÃO

O trabalho líquido de um ciclo de turbina a gás é a diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido no compressor. Ele pode ser aumentado pela diminuição do trabalho do compressor, pelo aumento do trabalho da turbina ou por ambos. Mostramos no Cap. 7 que o trabalho necessário para comprimir um gás entre duas pressões especificadas pode ser diminuído executando-se o processo de compressão em estágios, e resfriando o gás durante esse processo (Fig. 9–42) – ou seja, usando a *compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário.* À medida que o número de estágios aumenta, o processo de compressão torna-se quase isotérmico à temperatura de entrada do compressor, e o trabalho de compressão diminui.

Da mesma forma, o trabalho realizado por uma turbina que opera entre dois níveis de pressão pode ser aumentado pela expansão do gás em estágios e pelo seu reaquecimento – ou seja, utilizando a *expansão de múltiplos estágios com reaquecimento.* Isso é realizado sem elevar a temperatura máxima do ciclo. À medida que o número de estágios aumenta, o processo de expansão se torna quase isotérmico. O argumento a seguir se baseia em um princípio simples: *O trabalho de compressão ou expansão em regime permanente é proporcional ao volume específico do fluido. Portanto, o volume específico do fluido de trabalho deve ser o mais baixo possível durante um processo de compressão e o mais alto possível durante um processo de expansão.* É isso exatamente o que o resfriamento intermediário e o reaquecimento realizam.

Em geral, a combustão nas turbinas a gás ocorre com quatro vezes a quantidade de ar necessária com a finalidade de efetuar uma combustão completa e evitar temperaturas excessivas. Assim, os gases de exaustão são ricos em oxigênio e o reaquecimento pode ser realizado simplesmente aspergindo combustível adicional nos gases de exaustão entre dois estados de expansão.

Quando o resfriamento intermediário e o reaquecimento são utilizados, o fluido de trabalho deixa o compressor a uma temperatura mais baixa e a turbina a uma temperatura mais alta. Isso torna a regeneração mais atraente, uma vez que existe um maior potencial para ela. Da mesma maneira, os gases que saem do compressor podem ser aquecidos a uma temperatura mais alta antes de entrarem na câmara de combustão por causa da temperatura de exaustão da turbina (que é mais alta).

Um diagrama esquemático e o diagrama *T-s* de um ciclo de turbina a gás ideal de dois estágios com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração são mostrados nas Figs. 9–43 e 9–44. O gás entra no primeiro estágio do compressor no estado 1, é comprimido de forma isentrópica até uma pressão intermediária P_2, é resfriado à pressão constante até o estado 3 ($T_3 = T_1$), e é comprimido no segundo estágio de forma isentrópica até a pressão final P_4. No estado 4, o gás entra no regenerador, no qual ele é aquecido até T_5 a pressão constante. Em um regenerador ideal, o gás deixa o regenerador à temperatura de exaustão da turbina, ou seja, a $T_5 = T_9$. O principal processo de fornecimento de calor (ou combustão) ocorre entre os estados 5 e 6. O gás entra no primeiro estágio da turbina no estado 6 e se expande de forma isentrópica até o estado 7, no qual ele entra no reaquecedor. O gás é reaquecido a pressão constante até o estado 8 ($T_8 = T_6$), no qual ele entra no segundo estágio da turbina. O gás deixa a turbina no estado 9 e entra no regenerador, no qual é resfriado até o estado 10 a pressão constante. O ciclo é

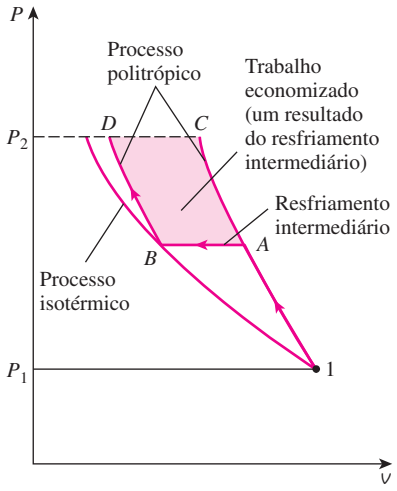


FIGURA 9–42 Comparação entre as quantidades de trabalho fornecidas a um compressor de único estágio (1*AC*) e a um compressor de dois estágios com resfriamento intermediário (1*ABD*).

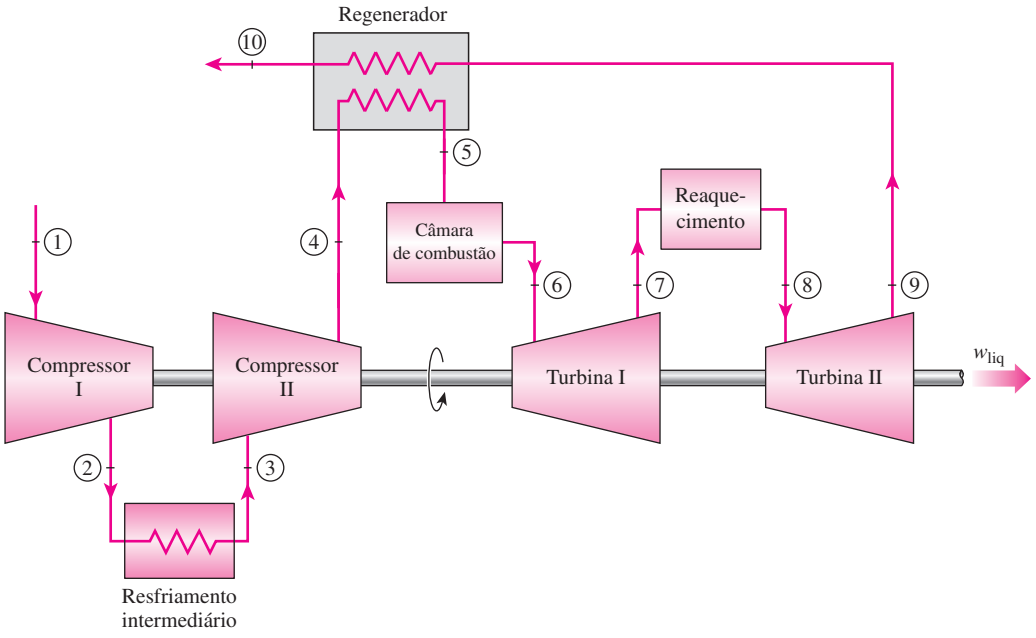


FIGURA 9–43 Um motor de turbina a gás com compressão de dois estágios com resfriamento intermediário, expansão de dois estágios com reaquecimento e regeneração.

concluído pelo resfriamento do gás até o estado inicial (ou pela eliminação dos gases de exaustão).

Mostramos no Cap. 7 que o trabalho fornecido a um compressor de dois estágios é minimizado quando razões de pressão iguais são mantidas ao longo de cada estágio. É possível demonstrar que esse procedimento também maximiza o trabalho realizado pela turbina. Assim, para obtermos o melhor desempenho, precisamos ter

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{e} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \tag{9–26}$$

Na análise dos ciclos reais de turbinas a gás, devem ser consideradas as irreversibilidades que estão presentes dentro do compressor, da turbina e do regenerador, bem como as quedas de pressão nos trocadores de calor.

A razão de consumo de trabalho de um ciclo de turbina a gás melhora devido ao resfriamento intermediário e ao reaquecimento. Entretanto, isso não significa que a eficiência térmica também melhore. Na verdade, o resfriamento intermediário e o reaquecimento sempre diminuem a eficiência térmica, a menos que sejam acompanhados por regeneração. Isso acontece porque o resfriamento intermediário diminui a temperatura média com a qual o calor é fornecido, e o reaquecimento aumenta a temperatura média com a qual o calor é rejeitado. Isso fica claro na Fig. 9–44. Assim, em usinas de turbina a gás, o resfriamento intermediário e o reaquecimento sempre são usados em conjunto com a regeneração.

Se o número de estágios de compressão e expansão aumentar, o ciclo ideal de turbina a gás com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração se aproxima do ciclo Ericsson, como ilustra a Fig. 9–45, e a eficiência térmica se aproxima do limite teórico (a eficiência de Carnot). Entretanto, a contribuição de cada estágio adicional para a eficiência térmica é cada vez menor, e a utilização de mais de dois ou três estágios não se justifica economicamente.

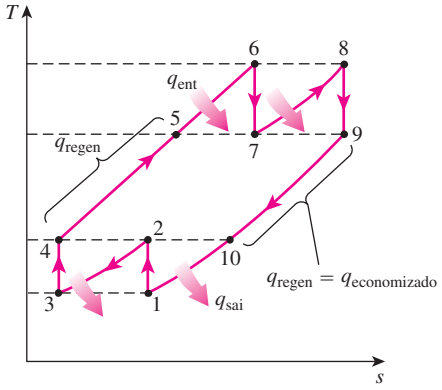


FIGURA 9–44 Diagrama *T-s* de um ciclo ideal de turbina a gás com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração.

EXEMPLO 9–8 Uma turbina a gás com reaquecimento e resfriamento intermediário

Um ciclo de turbina a gás ideal com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão tem uma razão de pressão global igual a 8. O ar entra em cada estágio do compressor a 300 K e em cada estágio da turbina a 1.300 K. Determine a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica desse ciclo de turbina a gás, considerando (*a*) nenhum regenerador, (*b*) um regenerador ideal com efetividade de 100%. Compare os resultados com aqueles obtidos no Exemplo 9–5.

SOLUÇÃO Um ciclo de turbina a gás ideal com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão é considerado. A razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica do ciclo devem ser determinadas para os casos de nenhuma regeneração e regeneração máxima.

Hipóteses **1** Operação em regime permanente. **2** As hipóteses do padrão a ar se aplicam. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de turbina a gás ideal é mostrado na Fig. 9–46. Observamos que o ciclo envolve dois estágios de expansão, dois estágios de compressão e a regeneração.

Para compressão e expansão de dois estágios, o trabalho de compressão é minimizado e o trabalho de expansão é maximizado quando ambos os estágios do compressor e da turbina têm a mesma razão de pressão. Assim,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2{,}83 \quad \text{e} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2{,}83$$

O ar entra em cada estágio do compressor à mesma temperatura, e cada estágio tem a mesma eficiência isentrópica (neste caso, 100%). Assim, a temperatura (e a entalpia) do ar na saída de cada estágio do compressor será igual. Um argumento similar pode ser usado para a turbina. Então,

Nas entradas: $T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad \text{e} \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$

Nas saídas: $T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad \text{e} \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$

Nessas condições, o trabalho fornecido a cada estágio do compressor será igual, bem como o trabalho realizado por cada estágio da turbina.

(*a*) Na ausência de qualquer regeneração, a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica são determinadas usando-se os seguintes dados da Tab. A–17:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300{,}19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1{,}386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1{,}386) = 3{,}92 \rightarrow T_2 = 403{,}3 \text{ K}$$

$$h_2 = 404{,}31 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 1.300 \text{ K} \rightarrow h_6 = 1.395{,}97 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r6} = 330{,}9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330{,}9) = 117{,}0 \rightarrow T_7 = 1.006{,}4 \text{ K}$$

$$h_7 = 1.053{,}33 \text{ kJ/kg}$$

(*continua*)

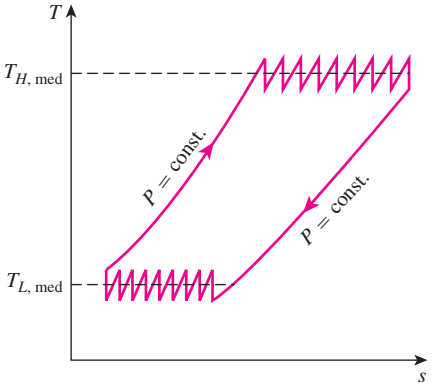


FIGURA 9–45 À medida que o número de estágios de compressão e expansão aumenta, o ciclo de turbina a gás com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração se aproxima do ciclo Ericsson.

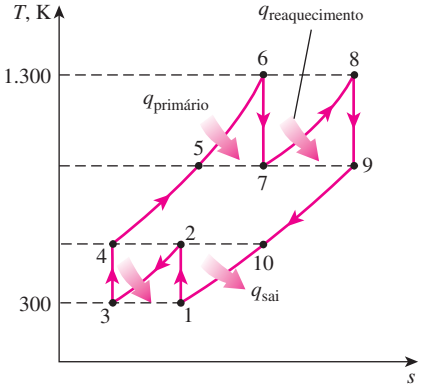


FIGURA 9–46 Diagrama *T-s* do ciclo de turbina a gás discutido no Exemplo 9–8.

(*continuação*)

Então,

$$w_{\text{comp, ent}} = 2(w_{\text{comp, ent, I}}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404{,}31 - 300{,}19) = 208{,}24 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb, sai}} = 2(w_{\text{turb, sai, I}}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1.395{,}97 - 1.053{,}33) = 685{,}28 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{liq}} = w_{\text{turb, sai}} - w_{\text{comp, ent}} = 685{,}28 - 208{,}24 = 477{,}04 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{ent}} = q_{\text{primária}} + q_{\text{reaquecimento}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1.395{,}97 - 404{,}31) + (1.395{,}97 - 1.053{,}33) = 1.334{,}30 \text{ kJ/kg}$$

Assim,

$$r_{\text{ct}} = \frac{w_{\text{comp, ent}}}{w_{\text{turb, sai}}} = \frac{208{,}24 \text{ kJ/kg}}{685{,}28 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}304 \text{ ou } 30{,}4\%}$$

e

$$\eta_{\text{t}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{477{,}04 \text{ kJ/kg}}{1.334{,}30 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}358 \text{ ou } 35{,}8\%}$$

Uma comparação entre esses resultados e aqueles obtidos no Exemplo 9–5 (compressão e expansão em único estágio) revela que a compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário e a expansão em múltiplos estágios com reaquecimento melhoram a razão de consumo de trabalho (ele cai de 40,3 para 30,4%), mas prejudicam a eficiência térmica (que cai de 42,6 para 35,8%). Assim, o resfriamento intermediário e o reaquecimento não são recomendados para as usinas de turbina a gás, a menos que sejam acompanhados por regeneração.

(*b*) A adição de um regenerador ideal (nenhuma queda de pressão, 100% de efetividade) não afeta o trabalho do compressor nem o trabalho da turbina. Assim, o trabalho líquido e a razão de consumo de trabalho de um ciclo ideal de turbina a gás são idênticos com ou sem um regenerador. Um regenerador reduz a quantidade de calor que deve ser fornecida ao ciclo devido ao preaquecimento do ar que deixa o compressor fazendo uso dos gases de exaustão. Em um regenerador ideal, o gás comprimido é aquecido até a temperatura de saída da turbina T_9 antes de entrar na câmara de combustão. Portanto, utilizando as hipóteses do padrão a ar, $h_5 = h_7 = h_9$. A quantidade de calor fornecida e a eficiência térmica neste caso são

$$q_{\text{ent}} = q_{\text{primária}} + q_{\text{reaquecimento}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1.395{,}97 - 1.053{,}33) + (1.395{,}97 - 1.053{,}33) = 685{,}28 \text{ kJ/kg}$$

e

$$\eta_{\text{t}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{477{,}04 \text{ kJ/kg}}{685{,}28 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}696 \text{ ou } 69{,}6\%}$$

Discussão Observe que a eficiência térmica quase dobra com a utilização de regeneração, se comparada ao caso no qual não houve regeneração. O efeito global da compressão e expansão de dois estágios com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração sobre a eficiência térmica é um aumento de 63%. À medida que o número de estágios de compressão e expansão aumenta, o ciclo se aproxima do ciclo Ericsson, e a eficiência térmica se aproxima de

$$\eta_{\text{t, Ericsson}} = \eta_{\text{t, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300 \text{ K}}{1.300 \text{ K}} = 0{,}769$$

A inclusão de um segundo estágio aumenta a eficiência térmica de 42,6 para 69,6%, um aumento de 27%. Esse é um aumento significativo de eficiência e, em geral, vale o custo extra associado ao segundo estágio. Entretanto, a inclusão de mais estágios (independente do número) pode aumentar a eficiência em outros 7,3% no máximo e, em geral, não é economicamente viável.

9–11 CICLOS DE PROPULSÃO A JATO IDEAIS

Os motores a turbina a gás são amplamente usados em aviões, porque são leves e compactos além de terem uma alta relação potência-peso. As turbinas a gás dos aviões operam em um ciclo aberto chamado de **ciclo de propulsão a jato**. O ciclo de propulsão a jato ideal difere do ciclo Brayton simples ideal, uma vez que os gases não se expandem até a pressão ambiente no interior da turbina. Em vez disso, eles se expandem até uma pressão na qual a potência produzida pela turbina é suficiente apenas para acionar o compressor e equipamentos auxiliares, como um gerador pequeno e bombas hidráulicas. Ou seja, o trabalho líquido produzido em um ciclo de propulsão a jato é zero. Os gases que deixam a turbina a uma pressão relativamente alta são posteriormente acelerados em um bocal para fornecer o empuxo e mover o avião (Fig. 9–47). As turbinas a gás de aviões também operam a razões de pressão mais altas (em geral, entre 10 e 25), e o fluido passa primeiro através de um difusor, no qual é desacelerado e sua pressão é aumentada antes que ele entre no compressor.

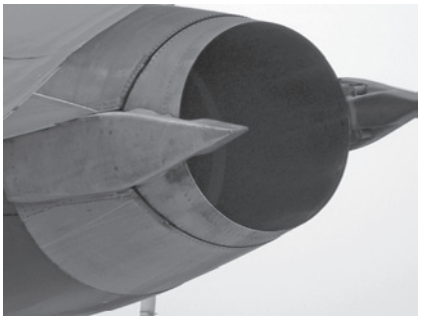


FIGURA 9–47 Nos motores a jato, os gases a alta temperatura e pressão que deixam a turbina são acelerados em um bocal para produzir empuxo.

Aviões são acionados pela aceleração de um fluido na direção oposta ao movimento. Isso é realizado pela ligeira aceleração de uma grande massa de fluido (*motor a hélice*) ou pela forte aceleração de uma pequena massa de fluido (*motor a jato* ou *turbojato*) ou ambos (*motor turboélice*).

Uma representação esquemática de um motor turbojato e o diagrama *T-s* do ciclo turbojato ideal são mostrados na Fig. 9–48. A pressão do ar sobe ligeiramente à medida que ele é desacelerado no difusor. O ar é comprimido pelo compressor. Ele é misturado ao combustível da câmara de combustão, na qual a mistura é queimada a pressão constante. Os gases de combustão (a uma alta temperatura e pressão) expandem-se parcialmente na turbina, produzindo potência suficiente para mover

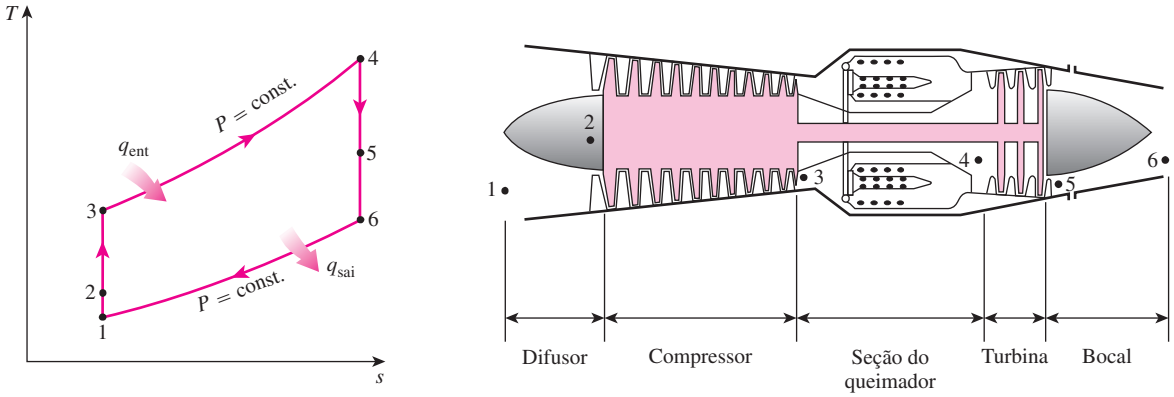


FIGURA 9–48 Componentes básicos de um motor turbojato e o diagrama *T-s* do ciclo turbojato ideal.

The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (atual United Technologies Corp.), 1951, 1974.

o compressor e outros equipamentos. Finalmente, os gases se expandem em um bocal até a pressão ambiente e deixam o motor a uma alta velocidade.

No caso ideal, o trabalho da turbina é considerado igual ao trabalho do compressor. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal também são considerados isentrópicos. Na análise dos ciclos reais, porém, as irreversibilidades associadas a esses dispositivos devem ser levadas em conta. O efeito das irreversibilidades é reduzir o empuxo que pode ser obtido de um motor turbojato.

O **empuxo** desenvolvido por um motor turbojato é a força resultante da diferença entre as quantidades de movimento do ar à baixa velocidade que entra no motor e os gases de exaustão que deixam o motor a uma alta velocidade, e é determinado pela segunda lei de Newton. As pressões na entrada e na saída do motor a jato são idênticas (à pressão ambiente). Portanto, o empuxo líquido desenvolvido pelo motor é

$$F = (\dot{m}V)_{\text{sai}} - (\dot{m}V)_{\text{ent}} = \dot{m}(V_{\text{sai}} - V_{\text{ent}}) \qquad \text{(N)} \qquad \textbf{(9–27)}$$

onde $V_{\text{saída}}$ é a velocidade de saída dos gases de exaustão e V_{ent} é a velocidade de entrada do ar, ambas com relação ao avião. Assim, para um avião em velocidade de cruzeiro sem vento, essa velocidade é V_{ent}. Na verdade, as vazões mássicas dos gases na saída e na entrada do motor são diferentes, e essa diferença é igual à taxa com a qual o combustível é queimado. Entretanto, a razão entre a massa de ar e de combustível usada nos motores de propulsão a jato é em geral muito alta, tornando essa diferença bastante baixa. Ou seja, $\dot{m}$ na Eq. 9–27 é tomado como a vazão de massa do ar através do motor. Para um avião em velocidade de cruzeiro constante, o empuxo é usado para superar o arrasto do ar, e a força líquida que age sobre o corpo do avião é zero. Os aviões comerciais economizam combustível voando a altitudes maiores durante as viagens mais longas, uma vez que o ar a altitudes maiores é mais rarefeito e exerce uma força de arrasto menor sobre o avião.

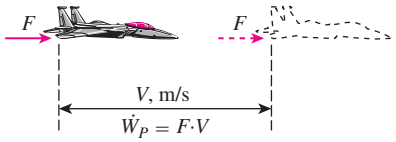


FIGURA 9–49 A potência de propulsão é o empuxo agindo sobre o avião ao longo de uma distância por unidade de tempo.

A potência decorrente do empuxo do avião é chamada de **potência de propulsão** $\dot{W}_P$, que é a *força de propulsão (empuxo)* vezes a *distância* ao longo da qual essa força age sobre o avião por unidade de tempo, ou seja, o empuxo vezes a velocidade do avião (Fig. 9–49):

$$\dot{W}_P = FV_{\text{avião}} = \dot{m}(V_{\text{sai}} - V_{\text{ent}})V_{\text{avião}} \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(9–28)}$$

O trabalho líquido desenvolvido por um motor turbojato é zero. Assim, não podemos definir a eficiência de um turbojato da mesma forma que para as turbinas a gás estacionárias. Em vez disso, devemos usar a definição geral de eficiência, que é a razão entre o resultado desejado e a entrada necessária. O resultado desejado de um turbojato é a *potência produzida* para deslocar o avião $\dot{W}_P$, e a entrada necessária é o *poder calorífico do combustível* $\dot{Q}_{\text{ent}}$. A razão entre essas duas grandezas é chamada de **eficiência de propulsão** e é dada por

$$\eta_P = \frac{\text{Potência de propulsão}}{\text{Taxa de entrada de energia}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \qquad \textbf{(9–29)}$$

A eficiência de propulsão é uma medida da eficiência de conversão da energia térmica liberada durante o processo de combustão em energia de propulsão. O restante da energia liberada manifesta-se como energia cinética dos gases de exaustão com relação a um ponto fixo no solo, e como um aumento da entalpia dos gases que saem do motor.

EXEMPLO 9–9 O ciclo de propulsão a jato ideal

Um avião turbojato voa com velocidade de 850 pés/s a uma altitude onde o ar está a 5 psia e −40 °F. O compressor tem uma razão de pressão de 10, e a temperatura de saída dos gases da turbina é 2.000 °F. O ar entra no compressor a uma taxa de 100 lbm/s. Utilizando as hipóteses do padrão a ar frio, determine (*a*) a temperatura e a pressão dos gases na saída da turbina, (*b*) a velocidade dos gases na saída do bocal e (*c*) a eficiência de propulsão do ciclo.

SOLUÇÃO As condições de operação de um avião turbojato são especificadas. A temperatura e a pressão dos gases na saída da turbina, a velocidade dos gases na saída do bocal e a eficiência de propulsão devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A operação ocorre em regime permanente. **2** Hipóteses do padrão a ar frio são aplicáveis, e portanto os calores específicos do ar são constantes à temperatura ambiente ($c_p = 0{,}240$ Btu/lbm·°F e $k = 1{,}4$). **3** As energias cinética e potencial são desprezadas, exceto na entrada do difusor e na saída do bocal. **4** O trabalho produzido pela turbina é igual ao trabalho consumido pelo compressor.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de propulsão a jato ideal descrito é mostrado na Fig. 9–50. Observamos que os componentes envolvendo o ciclo do turbojato são dispositivos funcionando com escoamento em regime permanente.

(*a*) Antes de determinarmos a temperatura e a pressão da saída da turbina, precisamos encontrar as temperaturas e pressões de outros estados.

Processo 1-2 (compressão isentrópica de um gás ideal em um difusor): Por conveniência, admitimos que o avião está estacionário e o ar é que está se movendo através do avião a uma velocidade de V_1=850 pés/s. Idealmente, a velocidade do ar na saída do difusor é desprezada ($V_2 \cong 0$):

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2}^{\nearrow 0} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$0 = c_p(T_2 - T_1) - \frac{V_1^2}{2}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p}$$

$$= 420\ \text{R} + \frac{(850\ \text{pé/s})^2}{2(0{,}240\ \text{Btu/lbm·R})}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25.037\ \text{pé}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 480\ \text{R}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (5\ \text{psia})\left(\frac{480\ \text{R}}{420\ \text{R}}\right)^{1{,}4/(1{,}4-1)} = 8{,}0\ \text{psia}$$

Processo 2-3 (compressão isentrópica de um gás ideal em um compressor):

$$P_3 = (r_p)(P_2) = (10)(8{,}0\ \text{psia}) = 80\ \text{psia}\ (= P_4)$$

$$T_3 = T_2\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(k-1)/k} = (480\ \text{R})(10)^{(1{,}4-1)/1{,}4} = 927\ \text{R}$$

Processo 4-5 (Expansão isentrópica de um gás ideal em uma turbina): Desprezando as variações da energia cinética através do compressor e da turbina, e admitindo que

(*continua*)

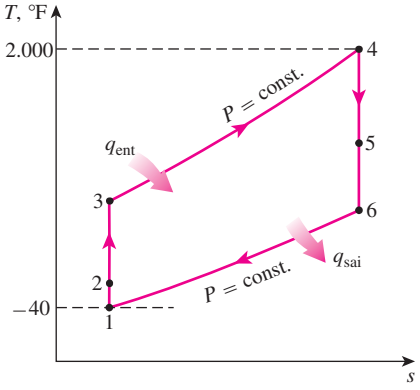


FIGURA 9–50 Diagrama *T-s* para o ciclo de um turbojato descrito no Exemplo 9–9.

(*continuação*)
o trabalho produzido pela turbina é igual ao trabalho consumido pelo compressor, encontramos a temperatura e a pressão na saída da turbina

$$w_{\text{comp, ent}} = w_{\text{turb, sai}}$$
$$h_3 - h_2 = h_4 - h_5$$
$$c_p(T_3 - T_2) = c_p(T_4 - T_5)$$
$$T_5 = T_4 - T_3 + T_2 = 2.460 - 927 + 480 = \mathbf{2.013\ R}$$
$$P_5 = P_4\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{k/(k-1)} = (80\ \text{psia})\left(\frac{2.013\ \text{R}}{2.460\ \text{R}}\right)^{1,4/(1,4-1)} = \mathbf{39,7\ psia}$$

(*b*) Para encontrarmos a velocidade do ar na saída do bocal, precisamos primeiro determinar a temperatura em sua saída e depois utilizar a equação da energia para o regime permanente.

Processo 5-6 (expansão isentrópica de um gás ideal em um bocal):

$$T_6 = T_5\left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{(k-1)/k} = (2.013\ \text{R})\left(\frac{5\ \text{psia}}{39,7\ \text{psia}}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 1.114\ \text{R}$$

$$h_6 + \frac{V_6^2}{2} = h_5 + \frac{\cancel{V_5^2}^{\,0}}{2}$$
$$0 = c_p(T_6 - T_5) + \frac{V_6^2}{2}$$
$$V_6 = \sqrt{2c_p(T_5 - T_6)}$$
$$= \sqrt{2(0,240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2.013 - 1.114)\ \text{R}]\left(\frac{25.037\ \text{pé}^2/\text{s}^2}{1\ \text{Btu/lbm}}\right)}$$
$$= \mathbf{3.288\ pé/s}$$

(*c*) A eficiência de propulsão de um motor turbojato é a razão da potência de propulsão desenvolvida $\dot{W}_P$ pela taxa total do calor total transferido para o fluido de trabalho:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{sai}} - V_{\text{ent}})V_{\text{avião}}$$
$$= (100\ \text{lbm/s})[(3.288 - 850)\ \text{pé/s}](850\ \text{pé/s})\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25.037\ \text{pé}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 8.276\ \text{Btu/s} \quad (\text{ou } 11.707\ \text{hp})$$
$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3)$$
$$= (100\ \text{lbm/s})(0,240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2.460 - 927)\ \text{R}]$$
$$= 36.794\ \text{Btu/s}$$
$$\eta_P = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{ent}}} = \frac{8.276\ \text{Btu/s}}{36.794\ \text{Btu/s}} = \mathbf{22,5\%}$$

Ou seja, são utilizados 22,5% da energia de entrada para impulsionar o avião e superar a força de arrasto exercida pelo ar atmosférico.

Discussão Para aqueles que estão se perguntando o que aconteceu com o resto da energia, aqui um breve relato:

$$\dot{E}C_{sai} = \dot{m}\frac{V_g^2}{2} = (100\ \text{lbm/s})\left\{\frac{[(3.288 - 850)\text{pé/s}]^2}{2}\right\}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25.037\ \text{pé}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 11.867\ \text{Btu/s} \qquad (32{,}2\%)$$

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}c_p(T_6 - T_1)$$

$$= (100\ \text{lbm/s})(0{,}24\ \text{Btu/lbm·R})[(1.114 - 420)\ \text{R}]$$

$$= 16.651\ \text{Btu/s} \qquad (45{,}3\%)$$

Assim, 32,2% da energia aparece como energia cinética em excesso (energia cinética dos gases em relação a um ponto fixo no solo). Observe que para uma maior eficiência na propulsão, a velocidade dos gases de escape em relação ao solo (V_{solo}) deve ser zero. Ou seja, os gases de escape devem deixar o bocal na velocidade do avião. Os restantes 45,3% de energia mostram-se como um aumento na entalpia dos gases ao deixar o motor. Estas duas últimas formas de energia finalmente se tornam parte da energia interna do ar atmosférico (Fig. 9–51).

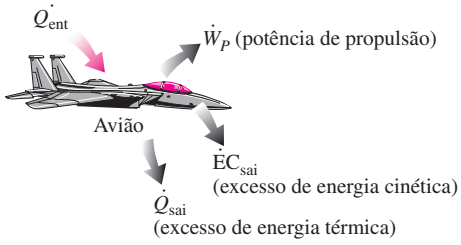


FIGURA 9–51 A energia (da queima do combustível) fornecida para um avião manifesta-se de diversas formas.

Modificações em motores turbojatos

Os primeiros aviões construídos eram movimentados por hélices, acionadas por motores que, essencialmente, eram idênticos aos motores de automóveis. A grande inovação na aviação comercial ocorreu com a introdução do turbojato em 1952. Os motores a hélice e os motores a jato têm suas próprias vantagens e limitações, e várias tentativas foram feitas para combinar as características positivas de ambos em um só motor. Duas dessas modificações são o *motor propjet* e o *motor turbofan*.

O motor mais utilizado na propulsão de aviões é o **turbofan** (ou *fanjet*), no qual um grande ventilador movido pela turbina força uma quantidade considerável de ar através de um duto que envolve o motor, como mostram as Figs. 9–52 e 9–53. Os gases descarregados pelo ventilador deixam o duto a uma velocidade mais alta, aumentando significativamente o empuxo total do motor. Um motor turbofan se baseia no princípio de que, para a mesma potência, um volume grande de ar a uma velocidade mais baixa produz mais empuxo que um volume pequeno de ar a uma velocidade mais alta. O primeiro motor turbofan comercial foi testado com sucesso em 1955.

O motor turbofan de um avião pode ser distinguido de um turbojato menos eficiente pela grande carenagem que cobre o grande ventilador. Todo o empuxo de

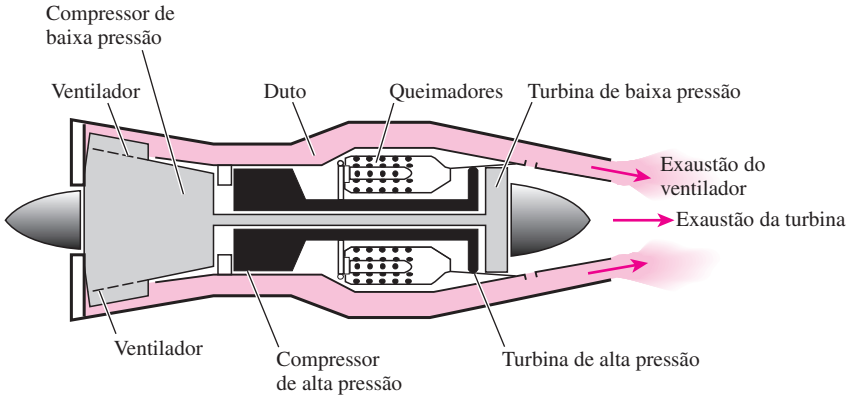


FIGURA 9–52 Um motor turbofan.

The Aircraft Gas Turbine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (atual United Technologies Corp.), 1951, 1974.

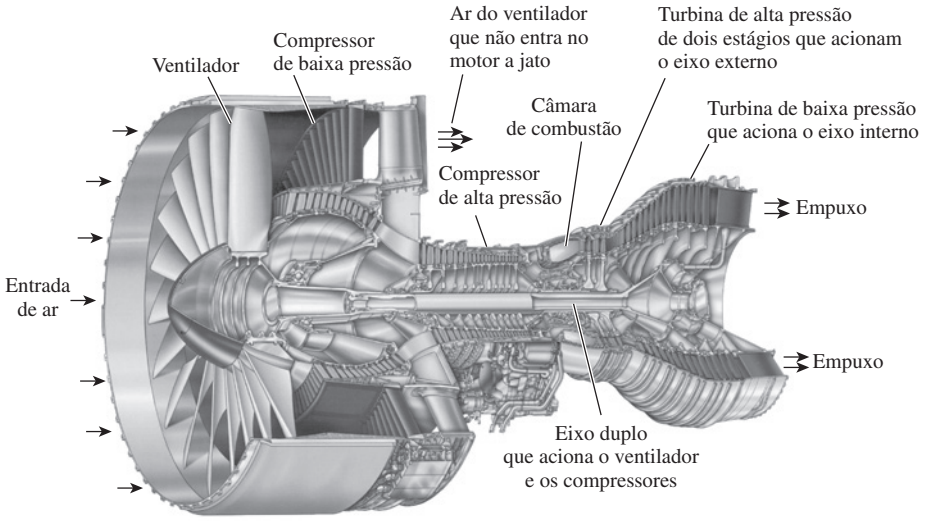

Ventilador
Compressor de baixa pressão
Ar do ventilador que não entra no motor a jato
Turbina de alta pressão de dois estágios que acionam o eixo externo
Câmara de combustão
Turbina de baixa pressão que aciona o eixo interno
Compressor de alta pressão
Empuxo
Entrada de ar
Empuxo
Eixo duplo que aciona o ventilador e os compressores

FIGURA 9–53 Um motor a jato moderno usado para equipar um avião Boeing 777. Este é um turbofan Pratt & Whitney PW4084 capaz de produzir 84.000 libras de empuxo. Ele tem 4,87 m (192 pol) de comprimento, ventilador com 2,84 m (112 pol) de diâmetro e peso de 6.800 kg (15.000 lbm).
Cortesia de Pratt & Whitney Corp.

um turbojato é gerado pelos gases de exaustão que deixam o motor com cerca de duas vezes a velocidade do som. Em um turbofan, os gases de exaustão a uma alta velocidade se misturam ao ar com velocidade mais baixa, o que resulta em uma redução considerável do ruído.

Novas técnicas de resfriamento resultaram em aumentos consideráveis das eficiências dos motores permitindo que as temperaturas do gás na saída do queimador atingissem mais de 1.500 °C, que está mais do que 100 °C acima do ponto de fusão dos materiais das pás da turbina. Os motores turbofans são os grandes responsáveis pelo sucesso dos jatos jumbo, que pesam quase 400.000 kg e podem transportar mais de 400 passageiros por distâncias de até 10.000 km a velocidades acima dos 950 km/h, com menos combustível por milha/passageiro.

A razão entre a vazão em massa de ar que não escoa pela câmara de combustão e a vazão de ar que escoa através dela é chamada de *razão de diluição*. Os primeiros motores comerciais com altas razões de diluição tinham razões de diluição em torno de 5. O aumento da razão de diluição de um motor turbofan aumenta o empuxo. Assim, faz sentido remover a carenagem do ventilador, e o resultado é um motor **propjet**, como mostra a Fig. 9–54. Os motores turbofan e o propjet diferem principalmente nas razões de diluição: 5 ou 6 para os turbofans e até 100 para os

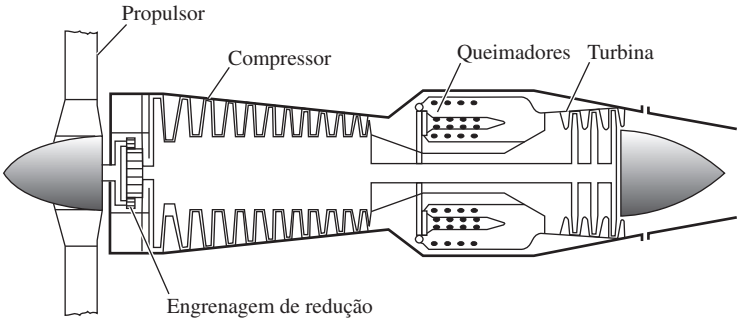


FIGURA 9–54 Um motor turboélice.
The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (atual United Technologies Corp.), 1951, 1974.

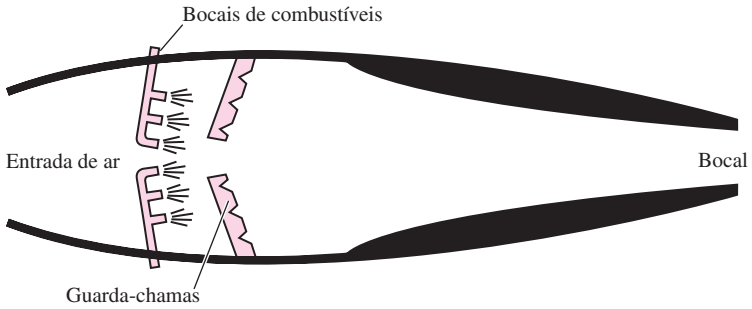


FIGURA 9–55 Um motor ramjet.

The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (atual United Technologies Corp.), 1951, 1974.

propjets. Como regra geral, os motores a hélice são mais eficientes do que aqueles a jato, mas se limitam à operação em baixa velocidade e altitude, uma vez que sua eficiência diminui em velocidades e altitudes maiores. Os motores propjets antigos (*turboélices*) se limitavam a velocidades de cerca de Mach 0,62 e altitudes em torno de 9.100 m. Os modernos propjets (*propfans*) atingem velocidades de cerca de Mach 0,82 e altitudes de aproximadamente 12.200 m. Aviões comerciais de médio porte e autonomia movidos a propfans podem voar tão alto e rápido quanto os aviões movidos a turbofans, e ainda consumir menos combustível.

Outra modificação conhecida na aviação militar é a adição de uma **câmara de combustão** entre a turbina e o bocal (*afterburner*). Sempre que houver necessidade de empuxo extra, como para decolagens com pista reduzida ou condições de combate, combustível adicional é injetado nos gases de combustão ricos em oxigênio que deixam a turbina. Como resultado dessa energia extra, os gases de exaustão saem com velocidade mais alta, oferecendo maior empuxo.

Um motor **ramjet** é um duto com formato adequado sem nenhum compressor ou turbina, como mostra a Fig. 9–55. Ele é usado para a propulsão a alta velocidade de mísseis e aeronaves. A elevação de pressão no motor é fornecida pela estagnação do ar a alta velocidade que é forçado contra um obstáculo. Assim, um motor ramjet precisa ser colocado a uma velocidade suficientemente alta por uma fonte externa antes de ser acionado.

O ramjet tem melhor desempenho em aeronaves que voam acima de Mach 2 ou 3 (duas ou três vezes a velocidade do som). Em um ramjet, a velocidade do ar é diminuída até aproximadamente Mach 0,2, o combustível é adicionado ao ar e queimado nessa velocidade baixa, e os gases de combustão são expandidos e acelerados em um bocal.

Um motor **scramjet** é basicamente um ramjet através do qual o ar escoa a velocidades supersônicas (acima da velocidade do som). Os ramjets que se convertem em scramjets a velocidades acima de Mach 6 foram testados com sucesso a velocidades próximas a Mach 8.

Finalmente, um **foguete** é um dispositivo no qual um combustível sólido ou líquido e um oxidante reagem na câmara de combustão. Os gases de combustão a alta pressão são expandidos em um bocal. Os gases deixam o foguete a velocidades muito altas, produzindo o empuxo para movê-lo.

9–12 ANÁLISE DA SEGUNDA LEI DOS CICLOS DE POTÊNCIA A GÁS

Os ciclos de Carnot, Ericsson e Stirling ideais são *totalmente reversíveis*, e não envolvem nenhuma irreversibilidade. Os ciclos Otto, Diesel e Brayton ideais, porém,

são apenas *internamente reversíveis* e podem envolver irreversibilidades externas ao sistema. Uma análise da segunda lei para esses ciclos revela onde ocorrem as maiores irreversibilidades e onde aperfeiçoamentos podem ser realizados.

As relações para a *exergia* e *destruição de exergia* para sistemas fechados e sistemas com escoamento em regime permanente foram desenvolvidas no Cap. 8. A destruição da exergia de um sistema fechado pode ser expressa como

$$\begin{aligned} X_{\text{dest}} &= T_0 S_{\text{ger}} = T_0(\Delta S_{\text{sistema}} - S_{\text{ent}} + S_{\text{sai}}) \\ &= T_0\left[(S_2 - S_1)_{\text{sistema}} - \frac{Q_{\text{ent}}}{T_{f,\text{ent}}} + \frac{Q_{\text{sai}}}{T_{f,\text{sai}}}\right] \quad \text{(kJ)} \end{aligned} \tag{9–30}$$

onde $T_{f,\text{ent}}$ e $T_{f,\text{sai}}$ são as temperaturas nas regiões da fronteira do sistema onde calor é transferido para e do sistema, respectivamente. Uma relação semelhante para os sistemas com escoamento em regime permanente pode ser expressa em forma de taxa como

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger}} = T_0(\dot{S}_{\text{sai}} - \dot{S}_{\text{ent}}) = T_0\left(\sum_{\text{sai}} \dot{m}s - \sum_{\text{ent}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{ent}}}{T_{f,\text{ent}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{sai}}}{T_{f,\text{sai}}}\right) \tag{9–31}$$

ou, para um dispositivo com escoamento em regime permanente com uma entrada e uma saída (por unidade de massa), como

$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{ger}} = T_0\left(s_{\text{sai}} - s_{\text{ent}} - \frac{q_{\text{ent}}}{T_{f,\text{ent}}} + \frac{q_{\text{sai}}}{T_{f,\text{sai}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9–32}$$

A destruição da exergia de um *ciclo* é a soma das destruições de exergia dos processos que compõem aquele ciclo. A destruição da exergia de um ciclo também pode ser determinada sem exame de processos individuais, considerando todo o ciclo como um único processo e usando uma das relações anteriores. A entropia é uma propriedade e seu valor depende apenas do estado. Para um ciclo, reversível ou real, os estados inicial e final são idênticos, portanto $s_{\text{sai}} = s_{\text{ent}}$. Assim, a destruição da exergia de um ciclo depende da magnitude da transferência de calor com os reservatórios de alta e baixa temperaturas e de suas respectivas temperaturas. Isso também pode ser expresso como unidade de massa,

$$x_{\text{dest}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{sai}}}{T_{f,\text{sai}}} - \sum \frac{q_{\text{ent}}}{T_{f,\text{ent}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9–33}$$

Para um ciclo que envolve apenas transferência de calor com uma fonte a T_H e um sumidouro a T_L, a destruição da exergia torna-se

$$x_{\text{dest}} = T_0\left(\frac{q_{\text{sai}}}{T_L} - \frac{q_{\text{ent}}}{T_H}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9–34}$$

As exergias de um sistema fechado ϕ e de uma corrente de fluido ψ em qualquer estado podem ser determinadas por

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9–35}$$

e

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9–36}$$

onde o subscrito “0” indica o estado da vizinhança.

EXEMPLO 9–10 Análise de segunda lei de um ciclo Otto ideal

Considere um motor operando no ciclo Otto ideal com uma razão de compressão de 8 (Fig. 9–56). No início do processo de compressão, ar está a 100 kPa e 17 °C. Durante o processo de fornecimento de calor a um volume constante, 800 kJ/kg de calor são transferidos para o ar de uma fonte a 1.700 K, e calor é rejeitado para a vizinhança a 300 K. Considerando a variação dos calores específicos do ar com a temperatura, determine (*a*) a exergia destruída associada a cada processo e ao ciclo e (*b*) a eficiência de segunda de lei para esse ciclo.

SOLUÇÃO Um motor operando no ciclo Otto ideal é considerado. Para temperaturas de fonte e sumidouro especificadas, a exergia de destruição associada a esse ciclo e a eficiência de segunda lei devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Consideramos condições de escoamento em regime permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezadas.

Análise Tomamos o motor que faz fronteira com a fonte de calor à temperatura T_H e o ambiente à temperatura T_0 como o sistema. Este ciclo foi analisado no Exemplo 9–2, e diversas quantidades foram dadas ou determinadas, a saber

$$\begin{aligned} r &= 8 & P_2 &= 1{,}7997 \text{ MPa} \\ T_0 &= 290 \text{ K} & P_3 &= 4{,}345 \text{ MPa} \\ T_1 &= 290 \text{ K} & q_{\text{ent}} &= 800 \text{ kJ/kg} \\ T_2 &= 652{,}4 \text{ K} & q_{\text{sai}} &= 381{,}83 \text{ kJ/kg} \\ T_3 &= 1.575{,}1 \text{ K} & w_{\text{liq}} &= 418{,}17 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$) e, portanto, não envolvem nenhuma irreversibilidade interna ou externa. Ou seja, $X_{\text{destruída,12}} = \mathbf{0}$ e $X_{\text{destruída,34}} = \mathbf{0}$.

Os processos 2-3 e 4-1 são, respectivamente, processos de fornecimento e rejeição de calor a volume constante e são internamente reversíveis. Entretanto, a transferência de calor entre o fluido de trabalho e a fonte ou o sumidouro ocorre com uma diferença de temperatura finita, tornando ambos os processos irreversíveis. A destruição de exergia associada a cada processo é determinada com a Eq. 9–32. Entretanto, em primeiro lugar, precisamos determinar a variação da entropia do ar durante esses processos:

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2} \\ &= (3{,}5045 - 2{,}4975) \text{ kJ/kg·K} - (0{,}287 \text{ kJ/kg·K}) \ln \frac{4.345 \text{ MPa}}{1{,}7997 \text{ MPa}} \\ &= 0{,}7540 \text{ kJ/kg·K} \end{aligned}$$

Também,

$$q_{\text{ent}} = 800 \text{ kJ/kg} \quad \text{e} \quad T_{\text{fonte}} = 1.700 \text{ K}$$

Assim,

$$\begin{aligned} x_{\text{destruída, 23}} &= T_0 \left[(s_3 - s_2)_{\text{sistema}} - \frac{q_{\text{ent}}}{T_{\text{fonte}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[0{,}7540 \text{ kJ/kg·K} - \frac{800 \text{ kJ/kg}}{1.700 \text{ K}} \right] \\ &= \mathbf{82{,}2 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

(continua)

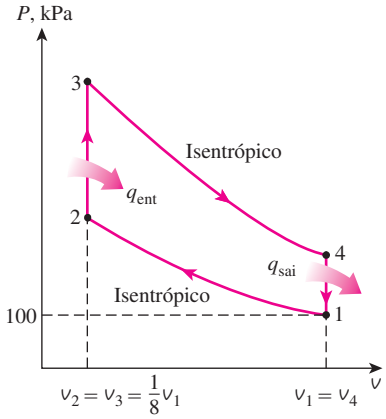


FIGURA 9–56 Esquema para o Exemplo 9–10.

(*continuação*)

Para o processo 4-1, $s_1 - s_4 = s_2 - s_3 = -0{,}7540\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$, $q_{R,41} = q_{\text{sai}} = 381{,}83\ \text{kJ/kg}$, e $T_{\text{sumidouro}} = 290\ \text{K}$. Dessa forma,

$$\begin{aligned} x_{\text{dest, 41}} &= T_0\left[(s_1 - s_4)_{\text{sis}} + \frac{q_{\text{sai}}}{T_{\text{sumidouro}}}\right] \\ &= (290\ \text{K})\left[-0{,}7540\,\text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{381{,}83\ \text{kJ/kg}}{290\ \text{K}}\right] \\ &= \mathbf{163{,}2\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Portanto, a irreversibilidade do ciclo é

$$\begin{aligned} x_{\text{dest, ciclo}} &= x_{\text{dest, 12}} + x_{\text{dest, 23}} + x_{\text{dest, 34}} + x_{\text{dest, 41}} \\ &= 0 + 82{,}2\ \text{kJ/kg} + 0 + 163{,}2\ \text{kJ/kg} \\ &= \mathbf{245{,}4\ kJ/kg} \end{aligned}$$

A destruição de exergia do ciclo poderia também ser determinada com a Eq. 9–34. Observe que a maior destruição de exergia do ciclo ocorre durante o processo de rejeição de calor. Assim, qualquer tentativa de reduzir a destruição de exergia deve começar por esse processo.

(*b*) A eficiência de segunda lei é definida como:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{fornecida}}} = 1 - \frac{x_{\text{destruída}}}{x_{\text{fornecida}}}$$

Aqui a exergia fornecida é a exergia contida no calor fornecido ao ar do motor (o potencial de trabalho), e a exergia recuperada é o trabalho produzido:

$$\begin{aligned} x_{\text{fornecida}} &= x_{\text{calor, ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) q_{\text{ent}} \\ &= \left(1 - \frac{290\ \text{K}}{1.700\ \text{K}}\right)(800\ \text{kJ/kg}) = 663{,}5\,\text{kJ/kg} \\ x_{\text{recuperada}} &= w_{\text{liq, sai}} = 418{,}17\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Substituindo, a eficiência de segunda lei para essa usina de força é determinada como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperado}}}{x_{\text{fornecido}}} = \frac{418{,}17\ \text{kJ/kg}}{663{,}5\ \text{kJ/kg}} = 0{,}630 \text{ ou } \mathbf{63{,}0\%}$$

Discussão A eficiência pode ser também determinada usando o dado da exergia destruída,

$$\eta_{\text{II}} = 1 - \frac{x_{\text{destruída}}}{x_{\text{fornecida}}} = 1 - \frac{245{,}4\ \text{kJ/kg}}{663{,}5\ \text{kJ/kg}} = 0{,}630 \text{ ou } 63{,}0\%$$

Observe que a exergia destruída associada com o calor transferido envolvendo tanto o calor da fonte como o do ambiente são contabilizados para esses resultados.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Economia de combustível e dinheiro ao dirigir

O transporte consome dois terços do petróleo utilizado nos Estados Unidos, dos quais a metade é consumida por automóveis de passageiros e caminhonetes usados no transporte para o trabalho (38%), e o restante é utilizado em pequenos negócios (35%) e atividades recreativas, sociais e religiosas (27%). A eficiência global dos veículos aumentou consideravelmente ao longo dos anos, principalmente em virtude dos aperfeiçoamentos em aerodinâmica, materiais e controles eletrônicos. Entretanto, o consumo médio de combustível dos veículos novos permanece na faixa de 8 a 9 quilômetros por litro, por causa da crescente tendência dos consumidores em optar por carros maiores e menos econômicos, caminhonetes e veículos utilitários esportivos. Motoristas continuam a dirigir mais a cada ano: foram 18.760 quilômetros em 1999 comparados aos 16.545 quilômetros em 1990 (dados dos Estados Unidos). Consequentemente, o uso anual de gasolina por veículo nos Estados Unidos aumentou de 1.913 litros em 1990 para 2.279 litros em 1999 (Fig. 9–57).

FIGURA 9–57 O automóvel médio nos Estados Unidos tem uma quilometragem de 19.000 km por ano e consome cerca de 2.200 litros de gasolina, totalizando US$ 1.200 a US$ 0,53/L.

Economia de combustível não se limita a bons hábitos de direção. Ela também envolve a compra do carro certo, o seu uso de forma responsável e a manutenção adequada. Podemos reduzir o número de horas que dirigimos, e assim reduzir também o consumo de combustível, considerando alternativas viáveis como *morar perto do trabalho e das áreas de compras, trabalhar em casa, trabalhar mais tempo por menos dias, dar e pegar carona, utilizar transportes públicos, combinar tarefas em uma única viagem e planejar com antecedência, evitando os horários de pico e estradas com muito tráfego e muitos semáforos,* ou simplesmente *caminhar* ou *usar uma bicicleta* em vez de dirigir até locais próximos, com o benefício adicional de manter a saúde e a forma física. Dirigir apenas quando necessário é a melhor maneira de economizar combustível e dinheiro, além preservar o meio ambiente.

Dirigir de maneira eficiente começa antes da compra de um automóvel, assim como a boa educação dos filhos começa antes do casamento. A compra feita agora afetará o consumo de combustível por muitos anos. Em condições médias de direção, o proprietário de um veículo com rendimento de 13 km por litro gastará aproximadamente US$ 400 a menos por ano com combustível do que o proprietário de um veículo com rendimento de 8,5 km por litro (considerando um custo de combustível de US$ 0,53 por litro e 19.000 km por ano). Em um período de 5 anos, o veículo com rendimento de 13 km por litro economizará US$ 2.000 (Fig. 9–58). O consumo de combustível de um automóvel depende de vários fatores como *o tipo do veículo, seu peso, o tipo de transmissão, o tamanho e a eficiência do motor, os acessórios* e *os opcionais instalados.* Os automóveis com consumo mais eficiente são aqueles mais compactos, com um bom projeto aerodinâmico e motor pequeno, transmissão manual, área frontal baixa (a altura vezes a largura do automóvel) e apenas os equipamentos essenciais.

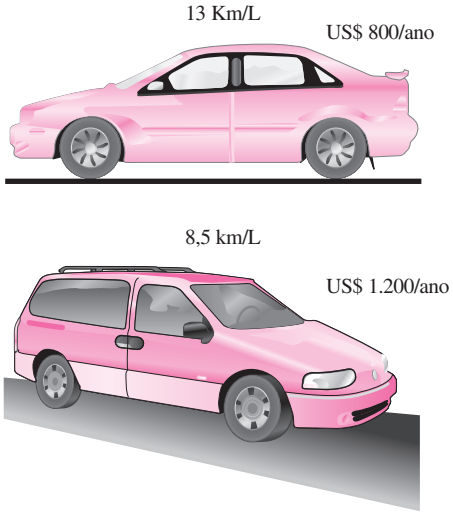


FIGURA 9–58 Em condições normais de direção, o proprietário de um veículo com consumo de 13 km por litro gasta US$ 400 a menos por ano com gasolina do que o proprietário de um veículo com consumo de 8,5 km por litro (considerando US$ 0,53 por litro e 19.000 km por ano).

Nas rodovias, a maior parte do combustível é utilizada para superar o arrasto aerodinâmico (resistência do ar ao movimento), que é a força necessária para movimentar o veículo através do ar. Essa força de resistência é proporcional ao coeficiente de arrasto e a área frontal. Assim, para uma dada área frontal, um veículo com um bom projeto aerodinâmico e contornos alongados

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade. Essas informações se baseiam em grande parte nas publicações do Departamento de Energia do Governo dos Estados Unidos, da Agência de Proteção Ambiental e da Associação Automotiva Americana.

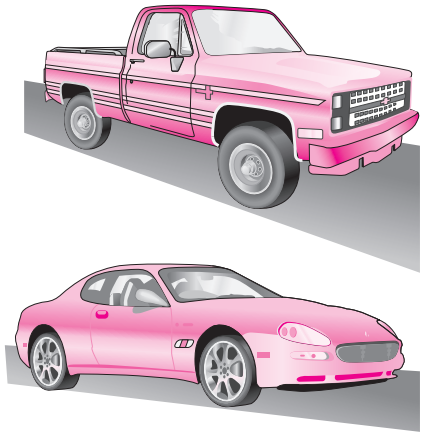


FIGURA 9–59 Os veículos projetados aerodinamicamente têm menor coeficiente de arrasto e, portanto, melhor economia de combustível do que os veículos tipo caixote com arestas vivas.

que acompanham as linhas de corrente do escoamento do ar tem um menor coeficiente de arrasto e também uma maior economia de combustível que um veículo tipo caixote com arestas vivas (Fig. 9–59). Para um mesmo formato geral, um automóvel compacto tem menor área frontal e, portanto, melhor economia de combustível comparado a um automóvel grande.

É preciso mais combustível para transportar *peso extra*, e com isso a economia de combustível fica prejudicada. Quanto mais leve for o veículo, mais econômico ele será. Como regra geral, quanto maior o motor maior sua taxa de consumo de combustível. Assim, podemos esperar que um automóvel com motor de 1,8 L seja mais econômico que um outro com um motor de 3,0 L. Para determinado tamanho de motor, os *motores a diesel* operam com razões de compressão muito mais altas que os motores a gasolina e, portanto, são mais econômicos. As *transmissões manuais*, em geral, são mais eficientes do que as automáticas, mas esse não é sempre o caso. Um automóvel com transmissão automática em geral utiliza 10% mais combustível do que um automóvel com transmissão manual, por causa das perdas associadas à conexão hidráulica entre o motor e a transmissão, e também por causa do peso adicional. As transmissões com *marcha longa* (encontrada nas transmissões automáticas de quatro marchas e nas transmissões manuais de cinco marchas) economizam combustível e reduzem o ruído e o desgaste do motor durante viagens em rodovias, diminuindo a rotação do motor e mantendo o veículo à mesma velocidade.

A *tração dianteira* oferece uma melhor tração (devido ao peso do motor sobre as rodas dianteiras) e reduz o peso do veículo, gerando assim melhor economia de combustível, com o benefício adicional do espaço maior no compartimento de passageiros. Mecanismos de tração nas quatro rodas oferecem melhor tração e frenagem, proporcionando uma direção mais segura em estradas escorregadias e com pedriscos, transmitindo o torque para todas as quatro rodas. Entretanto, a segurança adicional traz também maior peso, ruído e custo, além do maior consumo de combustível. Os *pneus radiais* reduzem o consumo de combustível em 5 a 10%, reduzindo a resistência à rolagem, mas sua pressão deve ser verificada regularmente, uma vez que eles podem parecer normais mas estarem com pressão abaixo da especificação. O uso do *piloto automático* economiza combustível durante viagens longas em estradas abertas, mantendo a velocidade constante. As *janelas de vidro fumê* e cores claras para o interior e o exterior reduzem o ganho de calor solar – e consequentemente a necessidade de ar-condicionado.

ANTES DE DIRIGIR

Determinadas ações tomadas antes de dirigir podem fazer uma diferença significativa no gasto com o combustível. A seguir discutimos algumas medidas como o uso do combustível correto, a minimização do uso da marcha lenta, a remoção de peso extra e a calibragem adequada dos pneus.

Utilizar combustível com o índice mínimo de octanagem recomendado pelo fabricante do veículo

Muitos motoristas compram combustível mais caro, pensando que ele é melhor para o motor. A maioria dos carros atuais foi projetada para operar com combustível normal. Se o manual do proprietário não pedir combustível especial, usar qualquer coisa que não seja gasolina normal é simplesmente perda de dinheiro. O índice de octanagem não é uma medida da "potência" ou da "qualidade" do combustível, ele é apenas uma medida da resistência do combustível à batida do motor causada pela ignição prematura. Apesar dos nomes chamativos como "premium", "super" ou "potência máxima", um combustível com

índice de octanagem mais alto não é melhor. Ele é apenas mais caro por causa do processamento extra envolvido para elevar sua octanagem (Fig. 9–60).

Automóveis mais antigos podem precisar de um grau a mais no índice de octanagem recomendado para um automóvel novo se houver batida de motor.

FIGURA 9–60 Apesar dos nomes chamativos, um combustível com índice de octanagem mais alto não é melhor; é apenas mais caro.

© Vol. 21/PhotoDisc/Getty RF.

Não encher demais o tanque de gasolina

Encher demais o tanque pode fazer o combustível derramar durante o enchimento. Em climas quentes, um tanque muito cheio também pode fazer o combustível transbordar em virtude da expansão térmica. Isso desperdiça combustível, polui o ambiente e pode danificar a pintura do automóvel. Tampas de tanques de combustível que não fecham bem também levam à perda de gasolina por evaporação. A compra de combustível em horários com temperaturas baixas (no início da manhã, por exemplo) minimiza as perdas com evaporação. Cada litro de combustível derramado ou evaporado emite tantos hidrocarbonetos no ar quanto um carro que percorre 3.200 quilômetros.

Estacionar na garagem

O motor de um carro estacionado em uma garagem durante a noite estará mais quente pela manhã. Isso reduz os problemas associados ao período de aquecimento, como dar a partida, consumo excessivo de combustível e poluição ambiental. Em climas quentes, a garagem bloqueia a luz solar direta e reduz a necessidade do uso do ar-condicionado.

Dar partida adequadamente e evitar deixar o motor em marcha lenta

Nos automóveis atuais, não é preciso pisar no acelerador várias vezes antes de dar a partida. Isso só desperdiça combustível. Esquentar o motor também não é necessário. Lembre-se de que um motor em marcha lenta desperdiça combustível e polui o ambiente. Não acelere um motor frio para aquecê-lo. Um motor aquece mais rápido ao andar na rua sob condições de carga leve, e o catalisador começa a funcionar mais cedo. Comece a dirigir assim que der partida, mas evite a aceleração rápida e a direção em rodovias antes que o motor e o óleo estejam totalmente aquecidos, para evitar desgaste do motor. Com temperaturas baixas, o período de aquecimento é muito mais longo, o consumo de combustível durante o aquecimento é muito mais alto e as emissões de exaustão são muito maiores. Por exemplo, a −20 °C um automóvel precisa ser dirigido por pelo menos cinco quilômetros para aquecer completamente. Um motor a gasolina utiliza até 50% mais combustível durante o aquecimento do que depois de aquecido. As emissões de exaustão de um motor frio durante o aquecimento são muito mais altas, uma vez que os catalisadores não funcionam adequadamente antes de atingir sua temperatura operacional normal de cerca de 390 °C.

Não transportar peso desnecessário dentro ou sobre o veículo

Evite transportar itens desnecessários no veículo, particularmente os pesados, como correntes para neve, pneus antigos e livros (Fig. 9–61). Isso desperdiça combustível, uma vez que requer combustível extra para transportar o peso adicional. Um peso extra de 50 kg diminui a economia de combustível de um automóvel em cerca de 1 a 2%.

Algumas pessoas acham conveniente o uso de um bagageiro ou carreta. Entretanto, se for preciso transportar carga extra, essa deve ser colocada no interior

FIGURA 9–61 Um bagageiro de teto carregado pode aumentar o consumo de combustível em até 5% em uma rodovia.

do veículo (e não em bagageiros de teto) para reduzir o arrasto. Toda neve acumulada em um veículo distorce sua forma e deve ser removida pelo mesmo motivo. Um bagageiro de teto carregado pode aumentar o consumo de combustível em até 5% em uma rodovia. Até mesmo o bagageiro mais aerodinâmico e vazio aumenta o arrasto aerodinâmico e, consequentemente, o consumo de combustível. Assim, o bagageiro de teto deve ser removido quando não for mais necessário.

Manter os pneus calibrados com a pressão máxima recomendada

Manter os pneus calibrados adequadamente é uma das coisas mais fáceis e importantes que se pode fazer para melhorar a economia de combustível. Se o fabricante determinar uma faixa de valores, a pressão mais alta deve ser utilizada para maximizar a eficiência do combustível. A pressão dos pneus deve ser verificada quando eles estiverem frios, uma vez que varia com a temperatura – a pressão aumenta 7 kPa (1psi) a cada aumento de 5 °C na temperatura, que pode ser causado pela simples elevação da temperatura ambiente ou pelo atrito com a pista. Pneus com pouca pressão ficam quentes e não são seguros, pois desgastam-se prematuramente, afetam de modo negativo a dirigibilidade do veículo e prejudicam a economia de combustível aumentando a resistência à rolagem. Pneus muito cheios causam viagens desconfortáveis e desgaste desigual dos pneus. Os pneus perdem cerca de 7 kPa (1 psi) de pressão por mês devido à perda de ar causada por choques com buracos, relevos e guias. Assim, é preciso verificar a pressão dos pneus pelo menos uma vez por mês. Se apenas um dos pneus tiver 14 kPa (2 psi) a menos de pressão, isso resultará em um aumento de 1% no consumo de combustível (Fig. 9–62). Pneus com pouca pressão quase sempre fazem o consumo de combustível do veículo aumentar em 5 ou 6%.

Também é importante manter as rodas alinhadas. Dirigir um veículo com as rodas dianteiras desalinhadas faz com que a resistência à rolagem (e consequentemente) o consumo de combustível aumentem, causando problemas de dirigibilidade e desgaste desigual. As rodas devem ser alinhadas sempre que necessário.

FIGURA 9–62 Pneus com pouca pressão quase sempre fazem o consumo de combustível do veículo aumentar em 5 ou 6%.

© The McGraw-Hill Companies/Jill Braaten, fotógrafo.

AO DIRIGIR

Os hábitos de direção podem ter um impacto significativo sobre a quantidade de combustível usada. A direção consciente e a prática de algumas técnicas de direção econômica, como as discutidas a seguir, podem facilmente aumentar a economia de combustível em 10% ou mais.

Evitar acelerações rápidas e paradas repentinas

Apesar da atenção que possam vir a atrair, partidas com acelerações agressivas desperdiçam combustível, desgastam os pneus, ameaçam a segurança e prejudicam os componentes do veículo. As paradas bruscas desgastam as pastilhas de freio prematuramente e podem fazer o motorista perder o controle do veículo. As partidas e paradas suaves economizam combustível, reduzem o desgaste e a poluição, além de serem mais seguras e educadas para com os outros motoristas.

Dirigir a velocidades moderadas

A direção é mais segura e a economia de combustível é maior quando se evitam as velocidades altas em estradas. Ao dirigir em rodovias, mais de 50% da potência produzida pelo motor é usada para superar o arrasto aerodinâmico. O arrasto aerodinâmico e, consequentemente, o consumo de combustível aumentam rapidamente a velocidades superiores a 90 km/h, como mostra a Fig. 9–63.

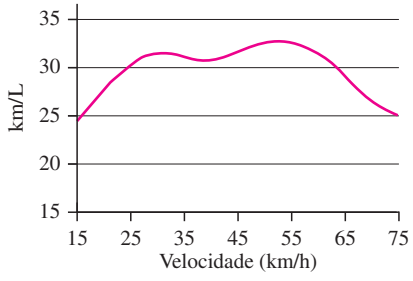


FIGURA 9–63 O arrasto aerodinâmico aumenta, e assim a economia de combustível diminui rapidamente a velocidades acima de 90 km/h.

EPA e U.S. Dept. of Energy.

Em média, um automóvel utiliza cerca de 10% de combustível a mais estando a 100 km/h e 20% a 110 km/h do que gostaria se estivesse a 90 km/h.

A discussão anterior não deve levar ninguém a concluir que quanto menor a velocidade, maior a economia de combustível. Isso não é verdade. O número de quilômetros que podem ser feitos por litro de combustível cai bruscamente a uma velocidade abaixo de 50 km/h, como pode ser visto no gráfico. Além disso, velocidades abaixo do tráfego normal podem prejudicar o trânsito. Portanto, um automóvel deve ser dirigido a velocidades moderadas para melhor segurança e economia de combustível.

Manter uma velocidade constante

O consumo de combustível permanece no nível mínimo com uma direção suave e a uma velocidade moderada. Lembre-se de que toda vez que o acelerador é acionado com força, mais combustível é bombeado para o motor. O veículo deve ser acelerado gradual e suavemente, uma vez que combustível extra é injetado no motor durante a aceleração rápida. O uso do piloto automático nas viagens em rodovias pode ajudar a manter a velocidade constante e reduzir o consumo de combustível. Dirigir com calma também é mais seguro, causa menos estresse e é melhor para o coração.

Antecipar as condições do tráfego e não "colar" no veículo da frente

Um motorista pode reduzir o consumo de combustível em até 10% prevendo as condições de tráfego à frente, ajustando a velocidade adequadamente para que assim não precise "colar" no veículo da frente ou realizar frenagens e acelerações desnecessárias (Fig. 9–64). As acelerações e desacelerações desperdiçam combustível, e as frenagens e paradas bruscas podem ser minimizadas, por exemplo, ao manter distância do veículo da frente e diminuir a velocidade gradualmente, liberando o acelerador ao se aproximar de um semáforo vermelho, de um sinal de trânsito que pede para parar ou próximo de um tráfego lento. Esse estilo de direção menos tenso é mais seguro, economiza combustível e dinheiro além de reduzir a poluição, o desgaste de pneus e freios, e ainda é apreciado pelos outros motoristas. Sair com tempo suficiente para atingir o destino torna mais fácil resistir à tentação de colar no veículo da frente.

FIGURA 9–64 O consumo de combustível pode ser diminuído em até 10% antecipando as condições do tráfego à frente e reagindo adequadamente.

© *Vol. 23/PhotoDisc/Getty RF.*

Evitar aceleração e frenagem repentinas (exceto em emergências)

Acelere gradual e suavemente ao ultrapassar outros veículos ou entrar no tráfego mais rápido. Bombear ou pressionar com força o acelerador ao dirigir faz o motor alternar para um "modo de operação de enriquecimento de combustível" que desperdiça combustível. Ao dirigir na cidade, quase metade da potência do motor é utilizada para a aceleração. Ao acelerar mudando as marchas, as rotações por minuto do motor devem ser mantidas no nível mínimo. A frenagem desperdiça a energia mecânica produzida pelo motor e desgasta as pastilhas do freio.

Evitar descansar os pés no pedal da embreagem ou do freio ao dirigir

Descansar o pé esquerdo sobre o pedal do freio (em automóveis com transmissão automática) é um hábito que aumenta a temperatura dos componentes do freio, e por isso reduz sua eficácia e vida útil, além de desperdiçar combustível. Da mesma forma, descansar o pé esquerdo sobre o pedal da embreagem

diminui a pressão sobre o disco de embreagem, fazendo que ele patine e se desgaste prematuramente, desperdiçando combustível.

Usar a marcha mais alta (marcha longa) ao dirigir em rodovias

O uso da marcha longa melhora a economia de combustível nas rodovias, diminuindo a rotação do motor do veículo (ou RPM). A velocidade mais baixa do motor reduz o consumo de combustível por unidade de tempo e também o desgaste do motor. Portanto, a marcha longa (a quinta marcha em automóveis com transmissão manual) deve ser usada assim que a velocidade do veículo estiver suficientemente alta.

Desligar o motor em vez de deixá-lo em marcha lenta

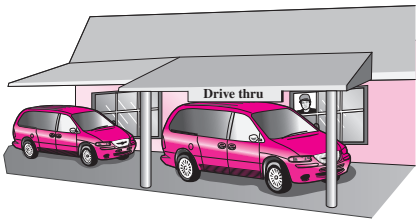


FIGURA 9–65 Marcha lenta durante esperas prolongadas desperdiça combustível, custa dinheiro e polui o ar.

O uso desnecessário da marcha lenta durante esperas prolongadas (como esperar por alguém ou um serviço tipo "drive-thru", ficar parado no trânsito e outras) desperdiça combustível, polui o ar e causa desgaste do motor (mais até do que quando se está dirigindo: ver Fig. 9–65). Assim, o motor deve ser desligado, em vez de ficar na marcha lenta. A marcha lenta mantida por mais de um minuto consome muito mais combustível do que uma nova partida. O consumo de combustível em filas de serviço do tipo "drive-thru" e a poluição emitida podem ser evitados totalmente quando o motorista simplesmente desliga o carro e entra no estabelecimento.

Usar o condicionador de ar com critério

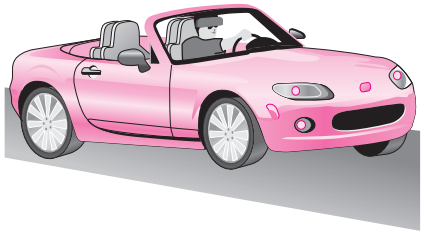


FIGURA 9–66 O condicionamento de ar aumenta o consumo de combustível de 3 a 4% em rodovias, valor que chega até 10% na cidade.

O condicionamento de ar consome uma potência considerável e, assim, aumenta o consumo de combustível em 3 a 4% durante viagens em rodovias, e em até 10% em percursos na cidade (Fig. 9–66). A melhor alternativa para o condicionamento de ar é fornecer ar fresco exterior para o automóvel por meio de ventiladores, ou ligar o sistema de ventilação, mantendo as janelas e o teto solar fechados. Essa é uma medida adequada para atingir o conforto em condições climáticas agradáveis, e que economiza combustível, pois o compressor do condicionador de ar está desligado. Quando a temperatura está mais alta, porém, a ventilação não fornece o efeito de resfriamento adequado. Nesse caso, podemos tentar atingir o conforto abrindo as janelas ou o teto solar. Essa certamente é uma alternativa viável para percursos na cidade, mas não tanto em rodovias, uma vez que o arrasto aerodinâmico causado pelas janelas ou pelo teto solar aberto a velocidades típicas de estrada consumiria mais combustível do que o condicionador de ar. Portanto, a velocidades de rodovia, as janelas ou o teto solar devem ser fechados e o condicionador de ar deve ser ligado para economizar combustível. Isso vale particularmente para automóveis mais novos e aerodinâmicos.

A maioria dos condicionadores de ar tem um ajuste "máximo" ou "recirculação" que reduz a quantidade de ar exterior quente que deve ser resfriada, diminuindo o consumo de combustível necessário para o condicionamento de ar. Uma medida passiva para reduzir a necessidade do aparelho é estacionar o veículo na sombra, e deixar as janelas ligeiramente abertas para permitir a circulação do ar.

APÓS DIRIGIR

Você não conseguirá ser uma pessoa eficiente e capaz de realizar muitas coisas, a menos que tome muito cuidado consigo mesmo (alimentando-se adequadamente, mantendo o condicionamento físico, realizando *check-ups*, etc.). Os automóveis também seguem essa regra. Uma manutenção regular melhora

o desempenho, aumenta a economia de combustível, reduz a poluição, diminui os custos de manutenção e estende a vida útil do motor. Um pouco de tempo e dinheiro economizado agora pode custar muito no futuro, pois pode acarretar despesas maiores com combustível, manutenção e trocas.

A manutenção adequada por meio de procedimentos como a *verificação dos níveis de fluidos (óleo do motor, líquido do radiador, fluido da transmissão, do freio e direção hidráulica, limpador de para-brisas, etc.); a verificação dos cintos de segurança e de formação de rachaduras ou desgaste em mangueiras, correias e fios; a calibragem adequada dos pneus, a lubrificação das partes móveis e a substituição de filtros de ar, combustível e óleo obstruídos* maximizam a eficiência do combustível (Fig. 9–67). Filtros de ar obstruídos aumentam o consumo de combustível (em até 10%) e a poluição, restringindo o fluxo de ar para o motor. Por isso, precisam ser trocados regularmente. O automóvel deve ser regulado com frequência, a menos que tenha controles eletrônicos e um sistema de injeção eletrônico. Altas temperaturas (que podem ser decorrentes do mau funcionamento da ventoinha) devem ser evitadas, uma vez que podem causar degeneração do óleo do motor e, assim, desgaste excessivo do motor. Baixas temperaturas (que podem ser decorrentes do mau funcionamento do termostato) podem estender o período de aquecimento do motor e evitar que este atinja as condições de operação ideais. Ambos os efeitos reduzem a economia de combustível.

A utilização de óleo limpo estende a vida útil do motor, reduzindo o desgaste causado pelo atrito, além de remover os ácidos, a borra e outras substâncias prejudiciais, melhorando ainda o desempenho e reduzindo o consumo de combustível e a poluição do ar. O óleo também ajuda a resfriar o motor e oferece uma vedação entre as paredes do cilindro e os pistões, além de evitar que o motor enferruje. O óleo e os filtros de óleo devem ser trocados de acordo com as recomendações do fabricante do veículo. Alguns óleos especiais contêm determinados aditivos que reduzem o atrito e aumentam a economia de combustível de um veículo em 3% ou mais.

Resumindo, uma pessoa pode economizar combustível, dinheiro e preservar o meio ambiente *comprando um veículo econômico, minimizando suas horas de uso, usando o combustível de forma consciente enquanto dirige e fazendo a manutenção adequada do automóvel.* Essas medidas têm os benefícios adicionais de aumentar a segurança, reduzir os custos de manutenção e estender a vida útil do veículo.

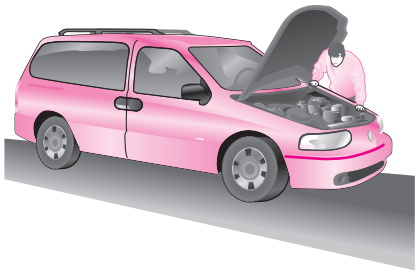


FIGURA 9–67 Uma manutenção adequada maximiza a eficiência do combustível e estende a vida útil do motor.

RESUMO

Um ciclo durante o qual uma quantidade líquida de trabalho é produzida é chamado de *ciclo de potência*, e um ciclo de potência durante o qual o fluido de trabalho permanece como gás é chamado de *ciclo de potência a gás*. O ciclo mais eficiente que opera entre uma fonte de calor à temperatura T_H e um sumidouro à temperatura T_L é o ciclo de Carnot, e sua eficiência térmica é dada por

$$\eta_{t,\,\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Os ciclos a gás reais são bastante complexos. As aproximações usadas para simplificar a análise são conhecidas como *hipóteses do padrão a ar.* Com essas hipóteses, todos os processos são considerados internamente reversíveis; o ar é considerado o fluido de trabalho, pois se comporta como um gás ideal; e os processos de combustão e exaustão são substituídos por processos de fornecimento e de rejeição de calor, respectivamente. As hipóteses do padrão a ar são chamadas de *hipóteses do padrão a ar frio*, caso se considere que o ar tenha calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Em motores alternativos, a *razão de compressão r* e a *pressão média eficaz* PME são definidas como

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}}$$

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{liq}}}{V_{\max} - V_{\min}}$$

O *ciclo Otto* é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por centelha e é formado por quatro processos internamente reversíveis: compressão isentrópica, fornecimento de calor a volume constante, expansão isentrópica e rejeição de calor a volume constante. Sob as hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência térmica do ciclo Otto ideal é

$$\eta_{t,\,\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

onde r é a razão de compressão e k é a razão dos calores específicos c_p/c_v.

O *ciclo Diesel* é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por compressão. Ele é muito parecido com o ciclo Otto, mas com a diferença de que o processo de fornecimento de calor a volume constante é substituído pelo processo de fornecimento de calor a pressão constante. Sua eficiência térmica sob as hipóteses do padrão a ar frio é

$$\eta_{t,\,\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^{\,k} - 1}{k(r_c - 1)}\right]$$

onde r_c é a *razão de corte*, definida como a razão entre os volumes do cilindro após e antes do processo de combustão.

Os *ciclos Stirling* e *Ericsson* são dois ciclos totalmente reversíveis que envolvem um processo isotérmico de fornecimento de calor a T_H e um processo isotérmico de rejeição de calor a T_L. Eles diferem do ciclo de Carnot, pois os dois processos isentrópicos são substituídos por dois processos de regeneração a volume constante no ciclo Stirling, e por dois processos de regeneração a pressão constante no ciclo Ericsson. Ambos os ciclos utilizam *regeneração*, um processo durante o qual calor é transferido para um dispositivo de armazenamento de energia térmica (*regenerador*) durante uma parte do ciclo, e é transferido de volta para o fluido de trabalho durante a outra parte do ciclo.

O ciclo ideal para motores de turbina a gás modernos é o *ciclo Brayton*, formado por quatro processos internamente reversíveis: compressão isentrópica, fornecimento de calor a pressão constante, expansão isentrópica e rejeição de calor a pressão constante. Sua eficiência térmica sob as hipóteses do padrão a ar frio é

$$\eta_{t,\,\text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

onde $r_p = P_{\max}/P_{\min}$ é a razão de pressão e k é a razão dos calores específicos. A eficiência térmica do ciclo Brayton simples aumenta com a razão de pressão.

A diferença entre o compressor e a turbina reais e o compressor e a turbina isentrópicos pode ser considerada utilizando-se as eficiências isentrópicas, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_r} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

e

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}}$$

onde os estados 1 e 3 são os estados de entrada, $2r$ e $4r$ são os estados reais de saída e $2s$ e $4s$ são os estados isentrópicos de saída.

Nos motores de turbina a gás, a temperatura do gás na exaustão da turbina é quase sempre consideravelmente mais alta que a temperatura do ar que sai do compressor. Assim, o ar a alta pressão que sai do compressor pode ser aquecido pela transferência de calor dos gases quentes da exaustão em um trocador de calor de correntes opostas, também conhecido como *regenerador*. A medida com a qual um regenerador se aproxima de um regenerador ideal é chamada de *efetividade* ϵ e é definida como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen, real}}}{q_{\text{regen, max}}}$$

Tomando as hipóteses do padrão a ar frio, a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração torna-se

$$\eta_{t,\,\text{regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k}$$

onde T_1 e T_3 são respectivamente as temperaturas mínima e máxima no ciclo.

A eficiência térmica do ciclo Brayton também pode ser aumentada com a utilização de *compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário, regeneração e expansão de múltiplos estágios com reaquecimento.* O trabalho fornecido ao compressor é minimizado quando razões de pressão iguais são mantidas através de cada estágio. Esse procedimento também maximiza o trabalho produzido na turbina.

Motores de turbina a gás são amplamente usados em aviões porque são leves e compactos, além de possuírem uma alta relação potência-peso. O *ciclo* de *propulsão a jato* ideal difere do ciclo Brayton simples ideal, uma vez que os gases expandem-se parcialmente na turbina. Os gases que deixam a turbina a uma pressão relativamente alta são posteriormente acelerados em um bocal para promover o empuxo e mover o avião.

O *empuxo líquido* desenvolvido pelo motor é

$$F = \dot{m}(V_{\text{sai}} - V_{\text{ent}})$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de gases, V_{sai} é a velocidade de saída dos gases na exaustão e V_{ent} é a velocidade de entrada do ar, ambos com relação à aeronave.

A potência desenvolvida por meio do empuxo do avião é chamada de *potência de propulsão* $\dot{W}_P$ e é dada por

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{sai}} - V_{\text{ent}})V_{\text{avião}}$$

A eficiência de propulsão é uma medida da eficiência da conversão da energia liberada durante o processo de combustão em energia de propulsão, e é definida como

$$\eta_P = \frac{\text{Potência de propulsão}}{\text{Taxa de entrada de energia}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{ent}}}$$

Para um ciclo ideal que envolve apenas transferência de calor com uma fonte a T_H e um sumidouro a T_L, a destruição de exergia é

$$x_{\text{dest}} = T_0\left(\frac{q_{\text{sai}}}{T_L} - \frac{q_{\text{ent}}}{T_H}\right)$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. V. D. Chase. "Propfans: A New Twist for the Propeller." *Mechanical Engineering,* November 1986, pp. 47-50.
2. C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences,* 2. ed., New York: Wiley, 2000.
3. R. A. Harmon. "The Keys to Cogeneration and Combined Cycles." *Mechanical Engineering,* February 1988, pp. 64-73.
4. J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals,* New York: McGraw-Hill, 1988.
5. L. C. Lichty. *Combustion Engine Processes.* New York: McGraw-Hill, 1967.
6. H. McIntosh. "Jumbo Jet." *10 Outstanding Achievements 1964-1989.* Washington, D.C.: National Academy of Engineering, 1989, pp. 30-33.
7. W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine,* 2. ed., Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2004.
8. W. Siuru. "Two-stroke Engines: Cleaner and Meaner." *Mechanical Engineering.* June 1990, pp. 66-69.
9. C. F. Taylor. *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice.* Cambridge, MA: M.I.T. Press, 1968.

PROBLEMAS*

Ciclos real e ideal, ciclo de Carnot, hipóteses do padrão a ar, motores alternativos

9–1C Compare a eficiência térmica de um ciclo ideal com a eficiência de um ciclo de Carnot que opera entre os mesmos limites de temperatura.

9–2C O que, em um diagrama P-v, representa a área compreendida pelo ciclo? E em um diagrama T-s?

9–3C Quais são as hipóteses do padrão a ar?

9–4C Qual é a diferença entre as hipóteses do padrão a ar e as hipóteses do padrão a ar frio?

9–5C Qual é a diferença entre o espaço morto e o volume deslocado nos motores alternativos?

9–6C Defina a razão de compressão nos motores alternativos.

9–7C Como é definida a pressão média efetiva nos motores alternativos?

9–8C A pressão média efetiva do motor de um carro em funcionamento pode ser menor que a pressão atmosférica?

9–9C À medida que um carro envelhece, sua razão de compressão muda? E a sua pressão média efetiva?

9–10C Qual é a diferença entre os motores de ignição por centelha e de ignição por compressão?

9–11C Defina os seguintes termos relacionados aos motores alternativos: curso, diâmetro, ponto morto superior e volume deslocado.

9–12E Qual é a máxima eficiência térmica possível de um ciclo de potência a gás no qual se utilizam reservatórios de energia térmica a 940 °F e 40 °F?

9–13 Um ciclo padrão a ar com calores específicos constantes, executado em um sistema pistão-cilindro fechado, é composto dos três seguintes processos:

1-2 Compressão isentrópica com uma razão de compressão $r = 6$, $T_1 = 27$ °C e $P_1 = 100$ kPa

2-3 Fornecimento de calor a uma pressão constante

3-1 Rejeição de calor a um volume constante

Considere que o ar tem propriedades constantes com $c_v = 0{,}718$ kJ/kg·K, $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·K, $R = 0{,}287$ kJ/kg·K e $k = 1{,}4$.

(*a*) Represente graficamente os diagramas P-v e T-s para esse ciclo.

(*b*) Determine a razão de consumo de trabalho para esse ciclo.

9–14 Um ciclo padrão a ar, executado dentro de um sistema pistão-cilindro fechado, é formado por três processos, descritos a seguir:

1-2 Fornecimento de calor a V = *constante* de 100 kPa e 27 °C até 700 kPa

2-3 Expansão isotérmica até $V_3 = 7V_2$

3-1 Rejeição de calor a P = *constante* de volta ao estado inicial

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

Considere que o ar tem propriedades constantes com $c_v = 0{,}718$ kJ/kg·K, $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·K, $R = 0{,}287$ kJ/kg·K e $k = 1{,}4$.

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para o ciclo.

(*b*) Determine a razão entre o trabalho de compressão e o trabalho de expansão (a razão de consumo de trabalho).

(*c*) Determine a eficiência do ciclo térmico.

Respostas: (*b*) 0,440; (*c*) 26,6%

9–15 Um ciclo de potência a gás ideal, executado dentro de um sistema pistão-cilindro fechado, é formado por três processos:

1-2 Compressão isentrópica de uma temperatura inicial de 27 °C com uma razão de compressão igual a 6

2-3 Expansão isotérmica (temperatura constante) para o volume inicial

3-1 Rejeição de calor a um volume constante de volta ao estado inicial

Considere que o gás tem propriedades constantes com $c_v = 0{,}6$ kJ/kg·K, $c_p = 0{,}9$ kJ/kg·K, $R = 0{,}3$ kJ/kg·K e $k = 1{,}5$.

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para o ciclo.

(*b*) Determine a temperatura máxima do ciclo, em K.

(*c*) Calcule o trabalho de expansão, em kJ/kg.

(*d*) Calcule o trabalho de compressão, em kJ/kg.

(*e*) Calcule a eficiência térmica do ciclo.

9–16 Um ciclo padrão a ar com calores específicos variáveis executado em um sistema fechado é composto pelos quatro processos seguintes:

1-2 Compressão isentrópica de 100 kPa e 22 °C até 600 kPa

2-3 Fornecimento de calor a $v = constante$ até 1.500 K

3-4 Expansão isentrópica até 100 kPa

4-1 Rejeição de calor a $P = constante$ de volta ao estado inicial

(*a*) Mostre o ciclo nos diagramas *P*-*v* e *T*-*s*.

(*b*) Calcule o trabalho líquido produzido por unidade de massa.

(*c*) Determine a eficiência térmica.

9–17 Reconsidere o Prob. 9–16. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da variação de 1.500 K a 2.500 K na temperatura após o fornecimento de calor a um volume constante. Trace um gráfico do trabalho líquido e da eficiência térmica em função da temperatura máxima do ciclo. Construa os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* do ciclo, considerando uma temperatura máxima de 1.500 K.

9–18 Um ciclo padrão a ar é executado em um sistema fechado com 0,004 kg de ar e formado por três processos:

1-2 Compressão isentrópica de 100 kPa e 27 °C até 1 MPa

2-3 Fornecimento de 2,76 kJ de calor a $P = constante$

3-1 Rejeição de calor de volta ao estado inicial segundo $P = c_1 v + c_2$ (c_1 e c_2 são constantes)

(*a*) Mostre o ciclo nos diagramas *P*-*v* e *T*-*s*.

(*b*) Calcule o calor rejeitado.

(*c*) Determine a eficiência térmica.

Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Respostas: (*b*) 1,679 kJ; (*c*) 39,2%

9–19E Um ciclo padrão a ar com calores específicos variáveis é executado em um sistema fechado e composto dos quatro processos seguintes:

1-2 Fornecimento de 300 Btu/lbm de calor a $v = constante$ de 14,7 psia e 80 °F

2-3 Fornecimento de calor a $P = constante$ até 3.200 R

3-4 Expansão isentrópica até 14,7 psia

4-1 Rejeição de calor a $P = constante$ de volta ao estado inicial

(*a*) Mostre o ciclo nos diagramas *P*-*v* e *T*-*s*.

(*b*) Calcule o calor total fornecido por unidade de massa.

(*c*) Determine a eficiência térmica.

Respostas: (*b*) 612,4 Btu/lbm; (*c*) 24,2%

9–20E Repita o Prob. 9–19E considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–21 Considere um ciclo de Carnot executado em um sistema fechado com 0,6 kg de ar. Os limites de temperatura do ciclo são 300 K e 1.100 K, e as pressões mínima e máxima durante o ciclo são de 20 kPa e 3.000 kPa respectivamente. Considerando calores específicos constantes, determine o trabalho líquido produzido por ciclo.

9–22 Considere um ciclo de Carnot executado em um sistema fechado, em que o ar é utilizado como o fluido de trabalho. A pressão máxima no ciclo é de 800 kPa, e a temperatura máxima é de 750 K. Considerando que o aumento de entropia durante o processo de fornecimento de calor isotérmico corresponde a 0,25 kJ/kg.K e que o trabalho líquido é igual a 100 kJ/kg, determine (*a*) a pressão mínima no ciclo, (*b*) a rejeição de calor do ciclo, e (*c*) a eficiência térmica do ciclo. (*d*) Considerando que uma máquina térmica opera em um ciclo real e funciona entre os mesmos limites de temperatura, produzindo 5.200 kW de potência para uma vazão de ar de 90 kg/s, determine a eficiência de segunda lei deste ciclo.

9–23 Um ciclo de Carnot a gás ideal utiliza ar como fluido de trabalho, recebe calor de um reservatório térmico a 1.027 °C, é repetido 1.500 vezes por minuto e tem uma razão de compressão igual a 12. A razão de compressão é definida como a razão entre volumes durante o processo de compressão. Determine a temperatura máxima do reservatório térmico de baixa temperatura, a eficiência térmica do ciclo e a quantidade de calor que deve ser fornecida por ciclo, considerando que esse dispositivo produz 500 kW de potência.

Respostas: 481 K; 63,0%; 31,8 kJ

9–24 Um gás ideal está contido em um arranjo pistão-cilindro e passa por um ciclo de potência descrito a seguir:

1-2 Compressão isentrópica de uma temperatura inicial $T_1 = 20$ °C com uma razão de compressão $r = 5$

2-3 Fornecimento de calor a uma pressão constante

3-1 Rejeição de calor a um volume constante

O gás tem calores específicos constantes, com $c_v = 0{,}7$ kJ/kg·K e $R = 0{,}3$ kJ/kg·K

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para o ciclo.

(*b*) Determine as interações de trabalho e calor para cada processo, em kJ/kg.

(*c*) Determine a eficiência térmica do ciclo.

(*d*) Obtenha a expressão para a eficiência térmica do ciclo como uma função da razão de compressão *r* e a razão de calores específicos *k*.

Ciclo Otto

9–25C Qual a relação das revoluções por minuto de um motor a gasolina de quatro tempos real com a quantidade de ciclos termodinâmicos? Qual seria a sua resposta, considerando um motor de dois tempos?

9–26C Compare as eficiências do ciclo Otto ideal e do ciclo de Carnot nos mesmos limites de temperatura.

9–27C Quais são os quatro processos que formam o ciclo Otto ideal?

9–28C Os processos que formam o ciclo Otto são analisados como processos de um sistema fechado ou de um sistema com escoamento em regime permanente? Por quê?

9–29C Como a eficiência térmica de um ciclo Otto ideal varia com a razão de compressão do motor e a razão dos calores específicos do fluido de trabalho?

9–30C Por que altas razões de compressão não são usadas em motores de ignição por centelha?

9–31C Um ciclo Otto ideal com uma dada razão de compressão é executado usando (*a*) ar, (*b*) argônio e (*c*) etanol como fluido de trabalho. Em qual caso haverá maior eficiência térmica? Por quê?

9–32C Qual é a diferença entre motores de injeção a gasolina e a *diesel*?

9–33 Um ciclo Otto ideal, com razão de compressão igual a 10,5, realiza 2.500 ciclos por minuto, levando o ar a 90 kPa e 40 °C. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine a eficiência térmica do ciclo e a taxa de calor fornecido caso o ciclo produza 90 kW de potência.

9–34 Repita o Prob. 9–33 para uma razão de compressão igual a 8,5.

9–35 Alguém sugeriu que o ciclo Otto padrão a ar é mais preciso se os dois processos isentrópicos forem substituídos pelos processos politrópicos com um expoente politrópico $n = 1{,}3$. Considere tal ciclo com uma razão de compressão igual a 8, $P_1 = 95$ kPa, $T_1 = 15$ °C e temperatura máxima de 1.200 °C. Determine o calor transferido e rejeitado desse ciclo, bem como sua eficiência térmica. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Respostas: 835 kJ/kg; 420 kJ/kg; 49,8%

9–36 Como os resultados do Prob. 9–35 mudam quando são utilizados processos isentrópicos em vez de processos politrópicos?

9–37E Um motor de ignição por centelha de seis cilindros e quatro tempos, operando no ciclo Otto ideal, toma o ar a 14 psia e 65 °F, e está limitado a um ciclo de temperatura máxima de 1.600 °F. Cada cilindro tem um diâmetro de 3,5 pol, e cada pistão tem um curso de 3,9 pol. O volume mínimo fechado é 14% do máximo volume fechado. Quanta energia irá produzir esse motor quando operado a 2.500 rpm? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–38E Um motor de ignição por centelha tem uma razão de compressão igual a 8, uma eficiência de compressão isentrópica de 85% e uma eficiência de expansão isentrópica de 95%. No começo da compressão, o ar no cilindro está a 13 psia e 60 °F. A temperatura máxima do gás corresponde a 2.300 °F. Determine o calor fornecido por unidade de massa, a eficiência térmica e a pressão média efetiva desse motor quando modelado com o ciclo Otto. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Respostas: 247 Btu/lbm; 47,5%; 49,0 psia

9–39 A razão de compressão de um ciclo Otto padrão a ar é 9,5. Antes do processo isentrópico de compressão, o ar está a 100 kPa, 35 °C e 600 cm^3. A temperatura no final do processo de expansão isentrópica é de 800 K. Considerando calores específicos à temperatura ambiente, determine (*a*) a temperatura e a pressão mais altas do ciclo, (*b*) a quantidade de calor transferido, em kJ, (*c*) a eficiência térmica e (*d*) a pressão média efetiva.

Respostas: (*a*) 1.969 K; 6.072 kPa; (*b*) 0,59 kJ; (*c*) 59,4%; (*d*) 652 kPa

9–40 Repita o Prob. 9–39, mas substitua o processo de expansão isentrópica por um processo de expansão politrópica com o expoente politrópico $n = 1{,}35$.

9–41E Um ciclo Otto ideal com ar como fluido de trabalho tem uma razão de compressão igual a 8. As temperaturas mínima e máxima do ciclo são 540 R e 2.400 R respectivamente. Considerando a variação dos calores específicos com a temperatura, determine (*a*) a quantidade de calor transferido para o ar durante o processo de adição de calor, (*b*) a eficiência térmica e (*c*) a eficiência térmica de um ciclo de Carnot operando entre os mesmos limites de temperatura.

9–42E Repita o Prob. 9–41E utilizando argônio como o fluido de trabalho.

9–43 Um motor à gasolina de 1,6 L e quatro tempos, com quatro cilindros, funciona no ciclo Otto com uma razão de compressão de 11. O ar está a 100 kPa e 37 °C no início do processo de compressão, e a pressão máxima do ciclo é de 8 MPa. Os processos de compressão e expansão podem ser modelados como politrópicos com uma constante politrópica de 1,3. Considerando calores específicos constantes a 850 K, determine (*a*) a temperatura no final do processo de expansão, (*b*) o trabalho líquido e a eficiência térmica, (*c*) a pressão média efetiva, (*d*) a velocidade do motor para uma produção de potência líquida de 50 kW, e (*e*) o consumo específico de combustível, em g/kWh, definido como a razão entre a massa do combustível consumido e o trabalho líquido produzido. A razão ar-combustível corresponde a 16. Essa razão é definida como a quantidade de ar dividida pela quantidade de combustível admitido.

9–44 Quando dobramos a razão de compressão de um ciclo Otto ideal, o que acontece com a temperatura máxima e pressão do gás quando o estado do ar no início da compressão e a quantidade de

calor adicionado permanecem os mesmos? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–45 Em um motor de ignição por centelha, ocorre certo resfriamento quando o gás é expandido. Isto pode ser modelado por meio de um processo politrópico em vez de um processo isentrópico. Determine se o expoente politrópico utilizado nesse modelo será maior ou menor que o expoente isentrópico.

Ciclo Diesel

9–46C Em que um motor a *diesel* difere de um motor a gasolina?

9–47C Em que o ciclo Diesel ideal difere do ciclo Otto ideal?

9–48C Para determinada razão de compressão, o que é mais eficiente: o motor a diesel ou o motor a gasolina?

9–49C Qual motor (a *diesel* ou a gasolina) funciona com razão de compressão mais alta? Por quê?

9–50C O que é a razão de corte? Como ela afeta a eficiência térmica de um ciclo Diesel?

9–51 Um ciclo Diesel ideal tem uma razão de compressão de 20 e uma razão de corte de 1,3. Determine a temperatura máxima do ar e a taxa de fornecimento de calor para esse ciclo quando se produz 250 kW de potência e o estado do ar no início da compressão é de 90 kPa e 15 °C. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–52E Um ciclo Diesel ideal tem uma temperatura máxima de ciclo de 2.300 °F e uma razão de corte de 1,4. O estado do ar no início da compressão é $P_1 = 14{,}4$ psia e $T_1 = 50$ °F. Esse ciclo é executado em um motor de quatro tempos e oito cilindros, com um diâmetro do cilindro de 4 pol e um curso de pistão de 4 pol. O volume mínimo fechado no cilindro corresponde a 4,5% do volume máximo do cilindro. Determine a energia produzida por esse motor quando ele é operado a 1.800 rpm. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–53 Um ciclo duplo padrão a ar tem uma razão de compressão de 14 e uma razão de corte de 1,2. A razão de pressão durante o processo de fornecimento de calor a um volume constante é de 1,5. Determine a eficiência térmica, a quantidade de calor fornecido, a máxima pressão e temperatura do gás quando esse ciclo é operado a 80 kPa e 20 °C no início da compressão. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–54 Repita o Prob. 9–53, considerando que no início da compressão o ar está a 80 kPa e −20 °C.

9–55E Um ciclo Diesel padrão a ar tem uma razão de compressão igual a 18,2. O ar está a 80 °F e 14,7 psia no início do processo de compressão, e a 3.000 R no final do processo de adição de calor. Considerando a variação dos calores específicos com a temperatura, determine (*a*) a razão de corte, (*b*) a rejeição de calor por unidade de massa e (*c*) a eficiência térmica.

9–56E Repita o Prob. 9–55E considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–57 Um motor a *diesel* ideal tem uma razão de compressão de 20 e usa ar como fluido de trabalho. O estado do ar no início do processo de compressão é de 95 kPa e 20 °C. Considerando que a temperatura máxima do ciclo não pode exceder 2.200 K, determine (*a*) a eficiência térmica e (*b*) a pressão média efetiva. Considere calores específicos constantes para o ar à temperatura ambiente. *Respostas:* (*a*) 63,5 %, (*b*) 933 kPa

9–58 Repita o Prob. 9–57, mas substitua o processo de expansão isentrópica por um processo de expansão politrópica, considerando o expoente politrópico $n = 1{,}35$.

9–59 Reconsidere o Prob. 9–58. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da variação da razão de compressão entre 14 e 24. Trace em um gráfico o trabalho líquido, a pressão efetiva média e a eficiência térmica em uma função da razão de compressão. Construa os diagramas *T*-*s* e *P*-*v* para o ciclo, considerando uma razão de compressão igual a 20.

9–60 Um motor a *diesel* de 2,0 L e dois tempos, com quatro cilindros, funciona segundo um ciclo Diesel ideal, tem uma razão de compressão de 22 e uma razão de corte de 1,8. O ar está a 70 °C e 97 kPa no início do processo de compressão. Usando as hipóteses do padrão a ar frio, determine a potência que o motor produz a 2.300 rpm.

9–61 Repita o Prob. 9–60 usando nitrogênio como o fluido de trabalho.

9–62 Um ciclo duplo padrão a ar tem uma razão de compressão de 18 e uma razão de corte de 1,1. A razão de pressão durante o processo de fornecimento de calor a um volume constante é de 1,1. No começo da compressão tem-se $P_1 = 90$ kPa, $T_1 = 18$ °C e $V_1 = 0{,}003$ m^3. Quanta energia esse ciclo irá produzir se for executado 4.000 vezes por minuto? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–63 Repita o Prob. 9–62, considerando uma eficiência da compressão isentrópica equivalente a 85% e uma eficiência de expansão isentrópica de 90%. *Resposta:* 9,26 kW

9–64E Um ciclo duplo ideal tem uma razão de compressão de 15 e uma razão de corte de 1,4. A razão de pressão durante o processo de fornecimento de calor a um volume constante é de 1,1. O estado do ar no início da compressão é $P_1 = 14{,}2$ psia e $T_1 = 75$ °F. Calcule o trabalho específico líquido do ciclo, o fornecimento de calor específico e a eficiência térmica. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–65 Um motor de 3,2 L de ignição por compressão de quatro tempos e com seis cilindros funciona no ciclo Diesel ideal com uma razão de compressão de 19. O ar está a 95 kPa e 67 °C no início do processo de compressão, e a rotação do motor é de 1.750 rpm. O motor usa combustível *diesel* leve com um poder calorífico de 42.500 kJ/kg, opera com uma razão ar-combustível de 28 e possui uma eficiência de combustão de 98%. Considerando calores específicos constantes a 850 K, determine (*a*) a temperatura máxima do ciclo e a razão de corte, (*b*) o trabalho líquido produzido por ciclo e a eficiência térmica, (*c*) a pressão média efetiva, (*d*) a potência líquida e (*e*) o consumo específico de combustível, em g/kWh, definido como a razão entre a massa do combustível consumido e o trabalho líquido produzido.
Respostas: (*a*) 2.244 K; 2,36; (*b*) 2,71 kJ; 57,4%; (*c*) 847 kPa; (*d*) 39,5 kW; (*e*) 151 g/kWh

9–66 Desenvolva uma expressão para a razão de corte r_c, expressa por $q_{in}/(c_p T_1 r^{k-1})$, considerando um ciclo Diesel padrão a ar.

9–67 Desenvolva uma expressão para a eficiência térmica de um ciclo duplo operado de tal modo que $r_c = r_p$, onde r_c é a razão de corte e r_p é a razão de pressão, durante um processo de fornecimento de calor a um volume constante. Qual é a eficiência térmica de tal motor quando a razão de compressão é 20 e $r_p = 2$?

9–68 Como se pode mudar r_p no Prob. 9–67 de modo que a eficiência térmica seja mantida mesmo quando a razão de compressão é reduzida?

9–69 Um ciclo de ar-padrão, chamado de ciclo duplo, com calores específicos constantes, é executado em um sistema pistão-cilindro fechado e composto dos cinco processos seguintes:

1-2 Compressão isentrópica com uma razão de compressão $r = V_1/V_2$

2-3 Fornecimento de calor a um volume constante com uma razão de pressão $r_p = P_3/P_2$

3-4 Fornecimento de calor a uma pressão constante com uma razão entre volumes $r_c = V_4/V_3$

4-5 Expansão isentrópica até $V_5 = V_1$ enquanto o trabalho é realizado

5-1 Rejeição de calor a um volume constante de volta ao estado inicial

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P-v* e *T-s* para o ciclo.

(*b*) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica do ciclo como uma função de *k*, *r*, r_c e r_p.

(*c*) Avalie o limite da eficiência quando r_p se aproxima do valor unitário e compare sua resposta com a expressão para a eficiência do ciclo Diesel.

(*d*) Avalie o limite da eficiência quando r_c se aproxima do valor unitário e compare sua resposta com a expressão para a eficiência do ciclo Otto.

Ciclos Stirling e Ericsson

9–70C Qual ciclo é formado por dois processos isotérmicos e dois processos a um volume constante?

9–71C Em que o ciclo Ericsson ideal difere do ciclo de Carnot?

9–72C Considere o ciclo Otto, o ciclo Stirling e o ciclo de Carnot ideais em operação entre os mesmos limites de temperatura. Compare a eficiência térmica desses três ciclos.

9–73C Considere o ciclo Diesel, o ciclo Ericsson e o ciclo de Carnot ideais em operação entre os mesmos limites de temperatura. Compare a eficiência térmica desses três ciclos.

9–74 Considere um ciclo Ericsson ideal com ar como fluido de trabalho executado em um sistema com escoamento em regime permanente. O ar está a 27 °C e 120 kPa no início do processo de compressão isotérmica, durante o qual 150 kJ/kg de calor são rejeitados. A transferência de calor para o ar ocorre a 1.200 K. Determine (*a*) a pressão máxima do ciclo, (*b*) o trabalho líquido produzido por unidade de massa de ar e (*c*) a eficiência térmica do ciclo.

Respostas: (*a*) 685 kPa; (*b*) 450 kJ/kg; (*c*) 75%

9–75 Um ciclo Stirling ideal opera com 1 kg de ar entre os reservatórios de energia térmica a 27 °C e 527 °C. A pressão máxima do ciclo é de 2.000 kPa, e a pressão mínima do ciclo é de 100 kPa. Determine o trabalho líquido produzido cada vez que esse ciclo é executado e também a eficiência térmica do ciclo.

9–76 Determine a taxa externa de calor fornecido e a potência produzida pelo ciclo Stirling do Prob. 9–75, considerando que ele é repetido 1.300 vezes por minuto.

Respostas: 10.020 kW; 6.264 kW

9–77 Um ciclo Ericsson opera entre reservatórios de energia térmica a 627 °C e 7 °C produzindo 500 kW de potência. Determine a taxa de fornecimento de calor para esse ciclo, considerando que ele é repetido 2.000 vezes por minuto. *Resposta:* 726 kW

9–78 Considerando agora que o ciclo do Prob. 9–77 é repetido 3.000 vezes por minuto enquanto o calor adicionado por ciclo permanece o mesmo, qual a potência que o ciclo produzirá?

9–79E Um ciclo Stirling ideal preenchido com ar utiliza um reservatório de energia a 50 °F como um sumidouro. O motor foi concebido de tal modo que o volume máximo de ar é de 0,5 pé^3, enquanto o volume mínimo de ar corresponde a 0,06 pé^3 e a pressão mínima é igual a 10 psia. O motor deve ser operado de tal forma que deve produzir 2 Btu de trabalho líquido quando 6 Btu de calor forem transferidos externamente para o motor. Determine a temperatura da fonte de energia, a quantidade de ar existente no motor e a pressão máxima de ar durante o ciclo.

9–80E Repita o Prob. 9–79E, considerando que o motor é operado para produzir 2,5 Btu de trabalho para o mesmo calor externo fornecido.

9–81 Um ciclo Stirling padrão a ar opera com uma pressão máxima de 3.600 kPa e uma pressão mínima de 50 kPa. O volume máximo é 12 vezes o volume mínimo, e o reservatório a baixa temperatura está a 20 °C. Considerando uma diferença de temperatura de 5 °C entre os reservatórios externos e o ar, quando for aplicável, calcule o calor específico adicionado ao ciclo e o seu trabalho específico líquido.

9–82 Qual a quantidade de calor armazenado (e recuperado) no regenerador do Prob. 9–81? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Ciclos de turbina a gás (Brayton) ideal e real

9–83C Quais são os quatro processos que formam o ciclo Brayton simples ideal?

9–84C Considerando temperaturas máxima e mínima fixas, qual é o efeito da razão de pressão (*a*) na eficiência térmica e (*b*) no trabalho líquido de um ciclo Brayton simples ideal?

9–85C O que é a razão de consumo de trabalho? Quais são os valores típicos desse parâmetro em motores de turbina a gás?

9–86C Por que as razões de consumo de trabalho são relativamente altas em motores de turbina a gás?

9–87C Como as ineficiências da turbina e do compressor afetam (*a*) a razão de consumo de trabalho e (*b*) a eficiência térmica de um motor de turbina a gás?

9–88E Um ciclo Brayton simples ideal com ar como fluido de trabalho tem uma razão de pressão igual a 10. O ar entra no compressor a 520 R, e na turbina, a 2.000 R. Considerando a variação de calores específicos com a temperatura, determine (*a*) a temperatura do ar na saída do compressor, (*b*) a razão de consumo de trabalho e (*c*) a eficiência térmica.

9–89 Um ciclo Brayton simples que usa ar como fluido de trabalho tem uma razão de pressão igual a 10. As temperaturas mínima e máxima do ciclo são 295 K e 1.240 K respectivamente. Considerando uma eficiência isentrópica de 83% para o compressor e de 87% para a turbina, determine (*a*) a temperatura do ar na saída da turbina, (*b*) o trabalho líquido produzido e (*c*) a eficiência térmica.

9–90 Reconsidere o Prob. 9–89. Usando o EES (ou outro programa), considere uma variação para a vazão mássica, a razão de pressão, a temperatura de entrada da turbina e as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor. Considere que a pressão de entrada do compressor é de 100 kPa.

9–91 Repita o Prob. 9–65 considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–92E Um ciclo Brayton simples ideal usa hélio como fluido de trabalho e opera com 12 psia e 60 °F à entrada do compressor. Além disso, tem um razão de pressão igual a 14, e uma temperatura máxima de ciclo de 1.300 °F. Quanta potência esse ciclo produzirá quando a taxa com a qual o hélio circula sobre o ciclo for igual a 100 lbm/min? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–93E Repita o Prob. 9–92E, considerando que a eficiência isentrópica do compressor corresponde a 95%.

9–94 Considere um ciclo Brayton simples que utiliza ar como fluido de trabalho, tem uma razão de pressão igual a 12, uma temperatura máxima de ciclo de 600 °C e opera na admissão do compressor a 90 kPa e 15 °C. O que terá o maior impacto na razão de consumo de trabalho: uma eficiência isentrópica do compressor correspondente a 90% ou uma eficiência isentrópica da turbina igual a 90%? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

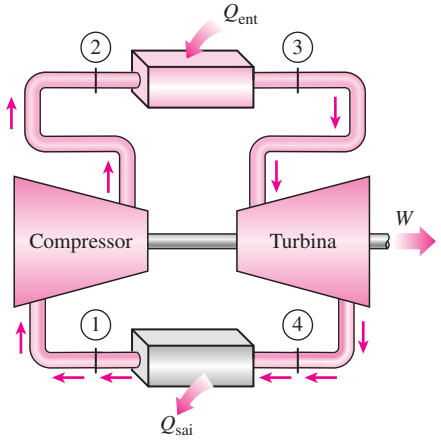


FIGURA P9-94

9–95 Ar é usado como fluido de trabalho em um ciclo Brayton simples ideal que tem uma razão de pressão de 12, uma temperatura de entrada no compressor de 300 K e uma temperatura de entrada na turbina de 1.000 K. Determine a vazão mássica de ar necessária para produzir uma potência líquida de 70 MW, considerando que tanto o compressor como a turbina têm eficiências isentrópicas de (*a*) 100% e (*b*) 85%. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente. *Respostas:* (*a*) 352 kg/s; (*b*) 1.037 kg/s

9–96 Ar entra a 300 K e 100 kPa no compressor de um motor de turbina a gás, onde é comprimido até 700 kPa e 580 K. Calor é então transferido para o ar na quantidade de 950 kJ/kg, antes que ele entre na turbina. Considerando uma eficiência da turbina de 86%, determine (*a*) a fração do trabalho da turbina usada para acionar o compressor e (*b*) a eficiência térmica. Considere calores específicos variáveis para o ar.

9–97 Repita o Prob. 9–96, considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–98 Um motor de avião opera em um ciclo Brayton simples ideal com uma razão de pressão igual a 10. Calor é então adicionado ao ciclo a uma taxa de 500 kW; ar passa pelo motor a uma taxa de 1 kg/s – ar que, no início da compressão, está a 70 kPa e 0 °C. Determine a potência produzida por esse motor e sua eficiência térmica. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–99 Repita o Prob. 9–98 considerando uma razão de pressão igual a 15.

9–100 Uma usina de potência com turbina a gás funciona segundo o ciclo Brayton simples entre os limites de pressão de 100 kPa e 2.000 kPa. O fluido de trabalho é o ar, que entra no compressor a 40 °C a uma vazão de 700 m^3/min e deixa a turbina a 650 °C. Considerando calores específicos variáveis para o ar, uma eficiência isentrópica do compressor igual a 85% e uma eficiência isentrópica da turbina de 88%, determine (*a*) a produção líquida de potência, (*b*) a razão de consumo de trabalho e (*c*) a eficiência térmica. *Respostas:* (*a*) 5.404 kW; (*b*) 0,545; (*c*) 39,2 %

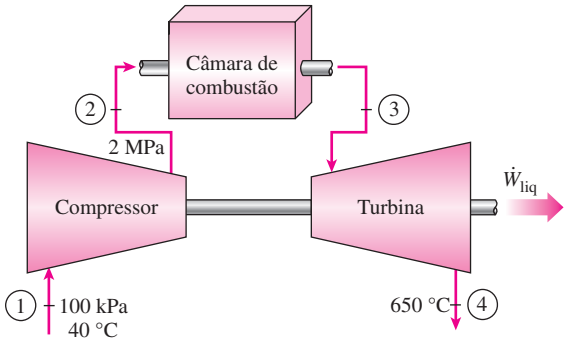


FIGURA P9–100

9–101 Uma usina de potência com turbina a gás opera em um ciclo Brayton simples entre os limites de pressão de 100 kPa e 800 kPa. O ar entra no compressor a 30 °C e sai a 330 °C a uma vazão mássica de 200 kg/s. A temperatura máxima do ciclo é de 1.400 K. Durante a operação do ciclo, a produção de potência líquida é medida experimentalmente, e obtém-se como resultado 60 MW.

Considere as propriedades constantes para o ar a 300 K, com c_v = 0,718 kJ/kg·K, c_p = 1,005 kJ/kg·K, R = 0,287 kJ/kg·K, k = 1,4.

(*a*) Represente graficamente o diagrama *T-s* para o ciclo.

(*b*) Determine a eficiência isentrópica da turbina para essas condições de funcionamento.

(*c*) Determine a eficiência térmica do ciclo.

9–102 Uma usina de potência com turbina a gás opera em um ciclo Brayton modificado como mostrado na figura seguinte, com uma razão de pressão total igual a 8. Ar entra no compressor a 0 °C e 100 kPa. A temperatura máxima do ciclo é de 1.500 K. O compressor e as turbinas são isentrópicas. A turbina de alta pressão desenvolve potência suficiente para operar o compressor. Considere as propriedades constantes para o ar a 300 K, com c_v = 0,718 kJ/kg·K, c_p = 1,005 kJ/kg·K, R = 0,287 kJ/kg·K, k = 1,4.

(*a*) Represente graficamente o diagrama *T-s* para o ciclo. Identifique os estados.

(*b*) Determine a temperatura e a pressão no estado 4 à saída da turbina de alta pressão.

(*c*) Considerando que a produção de potência líquida é de 200 MW, determine a vazão mássica do ar dentro do compressor, em kg/s.

Respostas: (*b*) 1.279 K; 457 kPa; (*c*) 442 kg/s

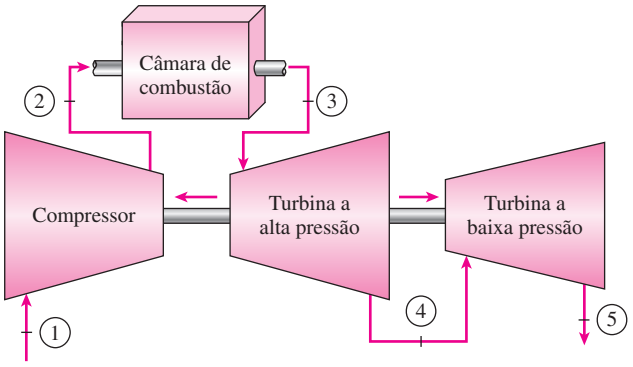


FIGURA P9–102

9–103 Uma usina de potência com turbina a gás operando em um ciclo Brayton simples tem uma razão de pressão igual a 7. Em um certo momento, ar entra no compressor a 0 °C e 100 kPa. A temperatura máxima do ciclo é de 1.500 K, o compressor tem uma eficiência isentrópica de 80% e a turbina tem uma eficiência isentrópica igual a 90%. Considere as propriedades constantes para o ar a 300 K, com c_v = 0,718 kJ/kg·K, c_p = 1,005 kJ/kg·K, R = 0,287 kJ/kg·K, k = 1,4.

(*a*) Represente graficamente o diagrama *T-s* para o ciclo.

(*b*) Considerando que a produção de potência líquida corresponde a 150 MW, determine a vazão volumétrica do ar dentro do compressor, em m^3/s.

(*c*) Considerando um compressor com velocidade de entrada e área de fluxo estabelecidas, explique o efeito do aumento da temperatura de entrada do compressor (ou seja, durante o funcionamento no verão *versus* funcionamento no inverno) sobre a vazão mássica de entrada e da potência útil. Todos os outros parâmetros do problema são os mesmos.

Ciclo Brayton com regeneração

9–104C Qual é o efeito da regeneração sobre a eficiência de um ciclo Brayton? Como realizá-la?

9–105C Afirma-se que, a razões de pressão muito altas, o uso de regeneração na verdade diminui a eficiência térmica de um motor de turbina a gás. Há alguma verdade nessa afirmação? Explique.

9–106C Defina a eficiência de um regenerador usado em ciclos de turbina a gás.

9–107C Em um regenerador ideal, o ar aquecido deixa o compressor a uma temperatura correspondente à temperatura (*a*) da entrada da turbina, (*b*) da saída da turbina ou (*c*) ligeiramente acima da saída da turbina?

9–108C Em 1903, Aegidius Elling, da Noruega, projetou e construiu uma turbina a gás de 11 hp, que usava injeção de vapor de água entre a câmara de combustão e a turbina para resfriar os gases de combustão a uma temperatura segura para os materiais disponíveis na época. Atualmente, há várias usinas de potência com turbina a gás que usam injeção de vapor de água para aumentar a potência e melhorar a eficiência térmica. Há relatos de que a eficiência térmica da turbina a gás General Electric LM5000, por exemplo, aumentou de 35,8%, quando em operação em ciclo simples, para 43% quando usada injeção de vapor de água. Explique por que a injeção de vapor de água aumenta a potência produzida e a eficiência das turbinas a gás. Explique também como poderia ser obtido esse vapor de água.

9–109 Uma turbina a gás para um automóvel foi projetada com um regenerador. O ar entra no compressor desse motor a 100 kPa e 20 °C. A razão de pressão do compressor é igual a 8; a temperatura máxima do ciclo é de 800 °C; e a corrente de ar frio sai do regenerador 10 °C mais fria do que a corrente de ar quente na sua entrada. Considerando que tanto o compressor como a turbina são isentrópicos, determine as taxas de fornecimento e rejeição de calor para esse ciclo quando ele produz 150 kW. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Respostas: 303 kW; 153 kW

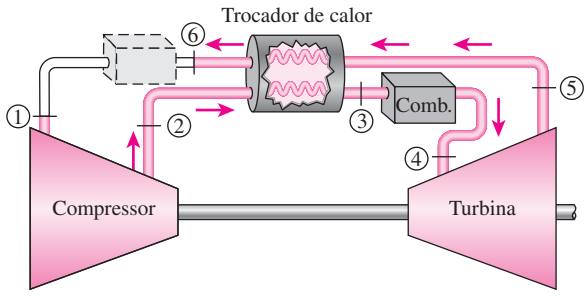


FIGURA P9–109

9–110 Reelabore o Prob. 9–109, considerando agora que a eficiência isentrópica do compressor corresponde a 87% e que a eficiência isentrópica da turbina é de 93%.

9–111 Um motor de turbina a gás funciona segundo um ciclo Brayton ideal com regeneração, como mostrado na Fig. P9–109. O regenerador é então rearranjado para que as correntes de ar dos estados 2 e 5 entrem em uma extremidade do regenerador e as correntes 3 e 6 saiam na outra extremidade (isto é, o arranjo de fluxo paralelo de um trocador de calor). Considere tal sistema quando ar entra no compressor a 100 kPa e 20 °C; a razão de pressão do compressor é igual a 7; a temperatura máxima do ciclo é de 727 °C; e a diferença entre as temperaturas das correntes de ar quente e frio é de 6 °C no final do regenerador, onde o fluxo frio deixa o regenerador. O arranjo do ciclo mostrado na figura é mais ou menos eficiente do que esse arranjo? Considere que o compressor e a turbina são isentrópicos. Trabalhe com calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–112E Um regenerador ideal ($T_3 = T_5$) é adicionado a um ciclo Brayton simples ideal (veja a Fig. P9–109). Ar entra no compressor do ciclo a 16 psia e 100 °F; a razão de pressão é igual a 11, e a temperatura máxima do ciclo é de 1.940 °F. Qual é a eficiência térmica do ciclo? Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente. Qual seria a eficiência térmica do ciclo sem o regenerador?

9–113E A ideia de usar turbinas a gás para veículos automotores foi concebida na década de 1930. Grandes fabricantes de automóveis fizeram considerável pesquisa nos anos 1940 e 1950 para desenvolver turbinas a gás automotivas, como as empresas Chrysler e Ford, nos Estados Unidos, e Rover, no Reino Unido. O primeiro automóvel do mundo de turbinas a gás, o Rover Jet 1 de 200 hp, foi construído em 1950 no Reino Unido, seguido pela produção do Plymouth Sport Coupe pela Chrysler em 1954, sob a liderança de G.J. Huebner. Centenas de carros Plymouth movidos a turbina a gás foram construídos na década de 1960 para fins de demonstração, emprestados a um grupo seleto de pessoas para que se reunissem experiências de campo. Os usuários não tinham reclamações, além da lenta aceleração. Mas os carros nunca foram produzidos em massa por causa dos altos custos de produção (especialmente material) e a incapacidade de satisfazer as disposições da lei do ar limpo (Clear Air Act) de 1966.

Uma turbina a gás do carro Plymouth, construída em 1960, tinha uma temperatura de entrada na turbina de 1.700 °F, uma razão de pressão igual a 4 e uma efetividade do regenerador igual a 0,9. Considerando eficiências isentrópicas de 80% para o compressor e a turbina, determine a eficiência térmica do carro. Determine também a vazão mássica de ar para uma produção de potência líquida de 95 hp. Considere que o ar ambiente esteja a 540 R e 14,5 psia.

9–114 A turbina a gás 7FA produzida pela General Electric apresenta uma eficiência de 35,9% quando em operação em ciclo simples, e uma produção de potência líquida de 159 MW. A razão de pressão é de 14,7, e a temperatura na entrada da turbina é de 1.288 °C. A vazão mássica na turbina é de 1.536.000 kg/h. Considerando as condições ambientais de 30 °C e 100 kPa, determine a eficiência isentrópica da turbina e do compressor. Determine, ainda, a eficiência térmica dessa turbina a gás se for adicionado um regenerador com eficiência de 65%.

9–115 Reconsidere o Prob. 9–114. Usando o EES (ou outro programa), desenvolva uma solução que possibilite a avaliação de diferentes eficiências isentrópicas para o compressor e para a turbina. Estude o efeito dessas eficiências sobre o trabalho líquido realizado e sobre o calor fornecido ao ciclo. Trace o diagrama *T-s* do ciclo.

9–116 Um ciclo Brayton com regeneração que usa ar como fluido de trabalho tem uma razão de pressão de 7. As temperaturas mínima e máxima do ciclo são de 310 K e 1.150 K. Considerando uma eficiência isentrópica de 75% para o compressor e de 82% para a turbina, e uma efetividade de 65% para o regenerador, determine (*a*) a temperatura do ar na saída da turbina, (*b*) o trabalho líquido produzido e (*c*) a eficiência térmica.

Respostas: (*a*) 783 K; (*b*) 108,1 kJ/kg; (*c*) 22,5%

9–117 Uma usina de potência com turbina a gás opera em um ciclo Brayton ideal com regeneração ($\epsilon = 100\ \%$) usando ar como fluido de trabalho. O ar entra no compressor a 95 kPa e 290 K, e na turbina, a 760 kPa e 1.100 K. Calor é transferido para o ar por meio de uma fonte externa a uma taxa de 75.000 kJ/s. Determine a potência produzida por essa usina (*a*) considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente e (*b*) considerando a variação de calores específicos com a temperatura.

9–118 Ar entra a 310 K e 100 kPa no compressor de um motor de turbina a gás com regeneração, onde é comprimido até 900 kPa e 650 K. O regenerador tem uma efetividade de 80%, e o ar entra na turbina a 1.400 K. Para uma eficiência da turbina de 90%, determine (*a*) a quantidade de calor transferida no regenerador e (*b*) a eficiência térmica. Considere calores específicos variáveis para o ar.

Respostas: (*a*) 193 kJ/kg; (*b*) 40,0%

9–119 Repita o Prob. 9–118 considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–120 Repita o Prob. 9–118 para um regenerador com efetividade de 70%.

9–121 Desenvolva uma expressão para a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com um regenerador ideal de 100% de efetividade. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Ciclo Brayton com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração

9–122C Quais modificações são necessárias para que o ciclo de turbina a gás simples ideal se aproxime do ciclo Ericsson?

9–123C Em uma dada razão de pressão, por que a compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário diminui o trabalho do compressor e a expansão de múltiplos estágios com reaquecimento aumenta o trabalho da turbina?

9–124C O processo de compressão de único estágio de um ciclo Brayton ideal sem regeneração é substituído por um processo de compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário nos mesmos limites de pressão. Como resultado dessa modificação,

(*a*) o trabalho do compressor aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

(*b*) a razão de consumo de trabalho aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*c*) a eficiência térmica aumenta, diminui ou permanece a mesma?

9–125C O processo de expansão de único estágio de um ciclo Brayton ideal sem regeneração é substituído por um processo de expansão de múltiplos estágios com reaquecimento entre os mesmos limites de pressão. Como resultado dessa modificação,

(*a*) o trabalho da turbina aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

(*b*) a razão de consumo de trabalho aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*c*) a eficiência térmica aumenta, diminui ou permanece a mesma?

9–126C Um ciclo Brayton simples ideal sem regeneração é modificado para incorporar compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário e expansão de múltiplos estágios com reaquecimento, sem que se varie os limites de pressão ou de temperatura do ciclo. Como resultado dessas duas modificações,

(*a*) o trabalho líquido produzido aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

(*b*) a razão de consumo de trabalho aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*c*) a eficiência térmica aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*d*) o calor rejeitado aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

9–127C Um ciclo Brayton simples ideal é modificado para incorporar compressão de múltiplos estágios com resfriamento intermediário, expansão de múltiplos estágios com reaquecimento e regeneração sem variar os limites de pressão do ciclo. Como resultado dessas modificações,

(*a*) o trabalho líquido produzido aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

(*b*) a razão de consumo de trabalho aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*c*) a eficiência térmica aumenta, diminui ou permanece a mesma?

(*d*) o calor rejeitado aumenta, diminui ou permanece o mesmo?

9–128C Em um ciclo de turbina a gás ideal com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração, à medida que a quantidade de estágios de compressão e expansão aumenta, a eficiência térmica do ciclo se aproxima de (*a*) 100%, (*b*) da eficiência do ciclo Otto ou (*c*) da eficiência do ciclo de Carnot?

9–129 Considere um ciclo de turbina a gás ideal com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão. A razão de pressão de cada estágio do compressor e da turbina é 3. Ar entra em cada estágio do compressor a 300 K, e em cada estágio da turbina a 1.200 K. Determine a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica do ciclo, considerando que (*a*) nenhum regenerador é usado e (*b*) é usado um regenerador com 75% de efetividade. Considere calores específicos variáveis.

9–130 Repita o Prob. 9–129, considerando uma eficiência de 84%, para cada estágio do compressor, e uma eficiência de 88%, para cada estágio da turbina.

9–131E Uma turbina a gás tem dois estágios ideais de compressão, expansão, resfriamento intermediário e reaquecimento. O ar entra no primeiro compressor a 13 psia e 60 °F; a razão de pressão total (em todos os compressores) é de 12; a taxa de fornecimento total de calor é de 500 Btu/s; e a temperatura do ar frio é aumentada em 50 °F no regenerador. Calcule a potência produzida para cada turbina, a potência consumida para cada compressor e a taxa de rejeição de calor. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

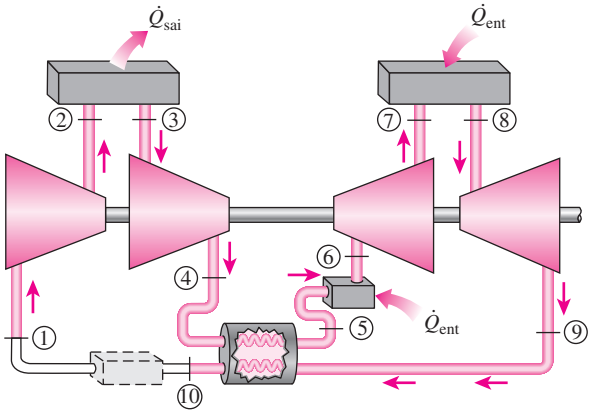


FIGURA P9–131E

9–132E Reelabore o Prob. 9–131E, considerando que cada compressor tenha uma eficiência isentrópica de 85% e que cada turbina tem uma eficiência isentrópica de 90%.

9–133 Ar entra em uma turbina a gás com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão a 100 kPa e 17 °C. Este sistema utiliza um regenerador, assim como o reaquecimento e o resfriamento intermediário. A razão de pressão através de cada compressor é 4, e 300 kJ/kg de calor são adicionados ao ar em cada câmara de combustão. O regenerador opera perfeitamente enquanto a temperatura do ar frio é aumentada de 20 °C. Determine a eficiência térmica desse sistema. Considere operações isentrópicas para todos os estágios do compressor e turbina, considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

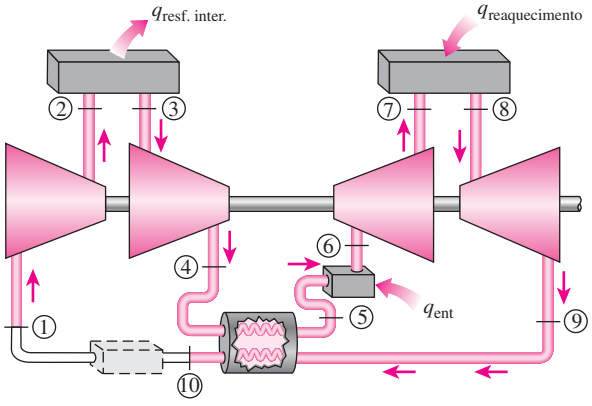


FIGURA P9–133

9–134 Repita o Prob. 9–133, considerando três estágios de compressão com resfriamento intermediário e três estágios com expansão com reaquecimento. *Resposta:* 40,1%

9–135 Qual será a mudança da eficiência térmica do ciclo no Prob. 9–134, considerando que a temperatura da corrente de ar frio saindo do regenerador seja 65 °C inferior à temperatura da corrente de ar quente entrando no regenerador?

Ciclos de propulsão a jato

9–136C O que é a potência de propulsão? Como ela está relacionada ao empuxo?

9–137C O que é a eficiência de propulsão? Como ela é determinada?

9–138C O efeito das irreversibilidades na turbina e no compressor de um turbojato deve reduzir (*a*) o trabalho líquido, (*b*) o empuxo ou (*c*) a taxa de consumo de combustível?

9–139E Um motor de propulsão de uma aeronave a turbo propulsor funciona onde o ar está a 8 psia e −10 °F, em uma aeronave voando a uma velocidade de 600 pés/s. A razão de pressão do ciclo Brayton é igual a 10 e a temperatura do ar na entrada da turbina é 940 °F. O diâmetro da hélice é de 10 pés e o fluxo de massa através da hélice é 20 vezes maior que através do compressor. Determine a força de impulsão gerada por esse sistema de propulsão. Considere um funcionamento ideal para todos os componentes e calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–140E Qual seria a modificação no impulso do Prob. 9–139E, considerando que o diâmetro da hélice é reduzido para 8 pés enquanto se mantém a mesma vazão mássica através do compressor. *Nota:* a razão entre os fluxos de massa já não será 20.

9–141 O funcionamento do motor turbofan em uma aeronave voando a 200 m/s a uma altitude em que o ar está a 50 kPa e −20 °C deve produzir 50.000 N de empuxo. O diâmetro da entrada desse motor é de 2,5 m; a razão de pressão do compressor é 12; e a razão entre os fluxos de massa é 8. Determine a temperatura do ar na saída do ventilador necessária para produzir essa pressão. Considere um funcionamento ideal para todos os componentes e calores específicos constantes à temperatura ambiente. *Resposta:* 233 K

9–142 Um simples motor a jato impulsiona uma aeronave a 240 m/s pelo ar, que está a 45 kPa e −13 °C. O diâmetro da entrada do motor é de 1,6 m, a razão de pressão do compressor é 13 e a temperatura na entrada da turbina é 557 °C. Determine a velocidade na saída do bocal desse motor e o impulso produzido. Considere um funcionamento ideal para todos os componentes e calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–143 Um avião a turbojato está voando a uma velocidade de 320 m/s e a uma altitude de 9.150 m, a 32 kPa e −32 °C. A razão de pressão no compressor é de 12, e a temperatura na entrada da turbina é de 1.400 K. Ar entra no compressor a uma vazão de 60 kg/s, e o combustível do jato tem um poder calorífico de 42.700 kJ/kg. Considerando um funcionamento ideal de todos os componentes e calores específicos constantes do ar à temperatura ambiente, determine (*a*) a velocidade dos gases de exaustão, (*b*) a potência de propulsão desenvolvida e (*c*) a taxa de consumo de combustível.

9–144 Repita o Prob. 9–143, considerando uma eficiência do compressor de 80% e uma eficiência da turbina de 85%.

9–145 Considere uma aeronave impulsionada por um motor turbojato que possui uma razão de pressão de 9. A aeronave está parada no solo, mantida na posição pelos freios. O ar ambiente está a 7 °C e 95 kPa, e entra no motor a uma vazão de 20 kg/s. O combustível do jato tem um poder calorífico de 42.700 kJ/kg e é completamente queimado a uma taxa de 0,5 kg/s. Desprezando o efeito do difusor e desconsiderando o leve aumento da massa na saída do motor, além das ineficiências dos componentes do motor, determine a força que deve ser aplicada nos freios para manter o avião parado. *Resposta:* 19.370 N

9–146 Reconsidere o Prob. 9–145. No enunciado do problema, substitua a vazão mássica na entrada por uma vazão volumétrica na entrada correspondente a 18,1 m^3/s. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura na entrada do compressor na faixa de −20 °C a 30 °C sobre a força que deve ser aplicada aos freios para manter o avião parado. Trace essa força em um gráfico, em função da temperatura na entrada do compressor.

9–147 Ar a 7 °C entra em um motor turbojato a uma vazão de 16 kg/s e a uma velocidade de 300 m/s (em relação ao motor). O ar é aquecido na câmara de combustão a uma taxa de 15.000 kJ/s e deixa o motor a 427 °C. Determine o empuxo produzido por esse turbojato. (*Dica:* Escolha todo o motor como seu volume de controle.)

Análise de segunda lei dos ciclos de potência a gás

9–148 Qual dos processos do ciclo Otto do Prob. 9–36 perde a maior quantidade de potencial de trabalho? Considere que a temperatura do reservatório do fornecimento de energia é a mesma que a temperatura máxima do ciclo, e que a temperatura do reservatório do sumidouro de energia é a mesma que a temperatura mínima do ciclo.

9–149E Determine a destruição da exergia associada com o processo de rejeição de calor do ciclo Diesel descrito no Prob. 9–55E, considerando que a temperatura da fonte é igual a 3.500 R, enquanto a temperatura do sumidouro é de 540 R. Determine também a exergia no final do processo de expansão isentrópica.

9–150 Calcule a destruição da exergia para cada processo do ciclo duplo no Prob. 9–63. Considere condições atmosféricas ideais, e também que a temperatura da fonte de energia é igual à temperatura máxima do ciclo, bem como a temperatura do sumidouro de energia é a mesma que a temperatura mínima do ciclo.

9–151 Calcule a destruição da exergia para cada processo do ciclo Stirling do Prob. 9–81, em kJ/kg.

9–152 Calcule a destruição de exergia associada a cada um dos processos do ciclo Brayton descrito no Prob. 9–89, considerando que a temperatura da fonte é de 1.600 K e que a temperatura do sumidouro é igual a 310 K.

9–153 Repita o Prob. 9–94, usando análise da exergia.

9–154 Determine a destruição total de exergia associada ao ciclo Brayton descrito no Prob. 9–116, considerando que a temperatura da fonte é de 1.500 K e que a temperatura do sumidouro é igual a 290 K. Determine, também, a exergia dos gases de exaustão na saída do regenerador.

9–155 Reconsidere o Prob. 9–154. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da variação da razão de pressão do ciclo entre 6 e 14 sobre a destruição total da exergia do ciclo e da exergia do gás de exaustão que deixa o regenerador. Trace em um gráfico esses resultados em função da razão de pressão. Discuta os resultados.

9–156 Calcule o potencial de trabalho perdido para cada processo do Prob. 9–135. A temperatura do reservatório de calor é a mesma que a temperatura máxima do ciclo, e a temperatura do reservatório frio é a mesma que a temperatura mínima do ciclo.

9–157 Uma usina de potência com turbina a gás funciona segundo o ciclo Brayton simples entre os limites de pressão de 100 kPa e 700 kPa. Ar entra no compressor a 30 °C a uma vazão de 12,6 kg/s e sai a 260 °C. Óleo *diesel* com um poder calorífico de 42.000 kJ/kg é queimado na câmara de combustão com uma razão ar-combustível de 60 e uma eficiência de combustão de 97%. Os gases de combustão saem da câmara de combustão e entram na turbina, cuja eficiência isentrópica é de 85%. Tratando os gases de combustão como ar e considerando calores específicos constantes a 500 °C, determine (*a*) a eficiência isentrópica do compressor, (*b*) a potência líquida produzida e a razão de consumo de trabalho, (*c*) a eficiência térmica e (*d*) a eficiência de segunda lei.

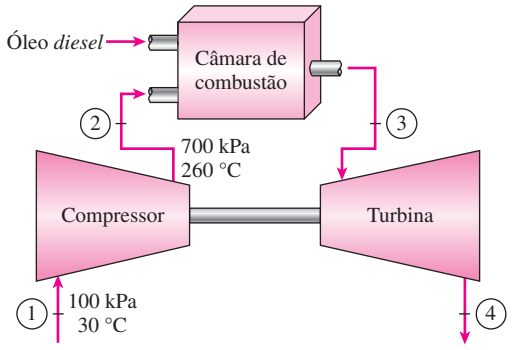


FIGURA P9–157

9–158 Um motor moderno de 1,8 L, de quatro cilindros e alta rotação, e com ignição por compressão de quatro tempos, funciona no ciclo dual ideal com uma razão de compressão de 16. O ar está a 95 kPa e 70 °C no início do processo de compressão, e a velocidade do motor é de 2.200 rpm. Quantidades iguais de combustível são queimadas a um volume e a uma pressão constantes. A pressão máxima permitida no ciclo é de 7,5 MPa devido às limitações de resistência do material. Usando calores específicos constantes a 1.000 K, determine (*a*) a temperatura máxima no ciclo, (*b*) o trabalho líquido produzido e a eficiência térmica, (*c*) a pressão média efetiva e (*d*) a potência líquida. Determine também (*e*) a eficiência de segunda lei do ciclo e a taxa com que a exergia é eliminada com os gases de exaustão.

Respostas: (*a*) 2.308 K; (*b*) 836 kJ/kg; 59,5%; (*c*) 860 kPa; (*d*) 28,4 kW; (*e*) 68,3%; 9,68 kW

Problemas de revisão

9–159 Um ciclo Otto com uma razão de compressão igual a 7 inicia a compressão a 90 kPa e 15 °C. A temperatura máxima do ciclo é de 1.000 °C. Considerando hipóteses do padrão a ar, determine a eficiência térmica do ciclo utilizando (*a*) calor específico constante à temperatura ambiente e (*b*) calores específicos variáveis.

Respostas: (*a*) 54,1%; (*b*) 51,0%

9–160E Um ciclo Diesel tem uma razão de compressão igual a 20 e inicia a compressão a 13 psia e 45 °F. A temperatura máxima de ciclo é 1.800 °F. Considerando hipóteses do padrão a ar, determine a eficiência térmica do ciclo utilizando (*a*) calor específico constante à temperatura ambiente e (*b*) calores específicos variáveis.

9–161E Um ciclo Brayton com uma razão de pressão igual a 12 opera com ar que entra no compressor a 13 psia e 20 °F. A turbina está a 1.000 °F. Calcule o trabalho líquido específico produzido pelo ciclo, tratando o ar como um gás ideal com (*a*) calor específico constante à temperatura ambiente e (*b*) calores específicos variáveis.

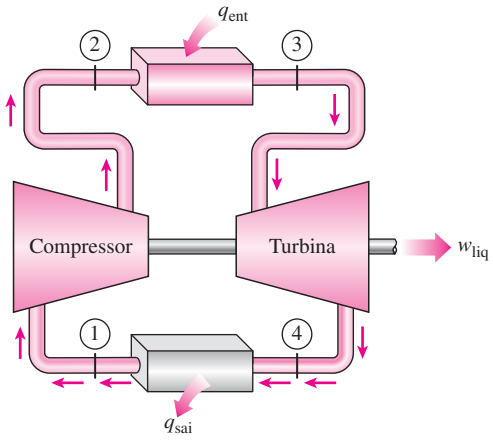


FIGURA P9–161E

9–162 Um motor turbinado V-16 de quatro tempos, a *diesel*, construído pela GE Transportation Systems para acionar trens rápidos, produz 3.500 hp a 1.200 rpm. Determine a quantidade de potência produzida por cilindro por (*a*) ciclo mecânico e (*b*) ciclo termodinâmico.

9–163 Considere um ciclo Brayton simples ideal que opera entre os limites de temperatura de 300 K e 1.500 K. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine a razão de pressão na qual as temperaturas de saída de ar do compressor e da turbina são iguais.

9–164 Um motor de quatro cilindros, de ignição por centelha, tem uma razão de compressão de 10,5, e cada cilindro tem um volume máximo de 0,4 L. No início do processo de compressão, o ar está a 98 kPa e 37 °C, e a temperatura máxima do ciclo é de 2.100 K. Considerando que o motor opera no ciclo Otto ideal, determine (*a*) a quantidade de calor fornecida por

cilindro, (*b*) a eficiência térmica e (*c*) o número de rotações por minuto necessárias para uma potência líquida de 45 kW. Considere calores específicos variáveis para o ar.

9–165 Reconsidere o Prob. 9–164. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da variação da razão de compressão entre 5 e 11 sobre o trabalho líquido realizado e sobre a eficiência do ciclo. Trace os diagramas *P-v* e *T-s* do ciclo e discuta os resultados.

9–166 Um ciclo de Carnot a gás ideal utiliza hélio como fluido de trabalho e rejeita calor para um lago a 15 °C. Determine a razão de pressão, a razão de compressão e a temperatura mínima da fonte de calor necessárias para que esse ciclo tenha um rendimento térmico de 50%. *Respostas:* 5,65; 2,83; 576 K

9–167E Repita o Prob. 9–166, considerando que o lago está a 60 °F e a eficiência térmica do ciclo de Carnot é de 60%.

9–168 Um combustível de hidrocarboneto típico produz 43.000 kJ/kg de calor quando usado em um motor de ignição por centelha. Determine a razão de compressão necessária para um ciclo Otto ideal que deve utilizar 0,035 g de combustível para a produção de 1 kJ de trabalho. Considere calor específico constante à temperatura ambiente. *Resposta*: 15,3

9–169 Um ciclo Otto ideal tem uma razão de compressão de 9,2 e usa ar como fluido de trabalho. No início do processo de compressão, o ar está a 98 kPa e 27 °C. A pressão é duplicada durante o processo de fornecimento de calor a um volume constante. Considerando a variação dos calores específicos com a temperatura, determine (*a*) a quantidade de calor transferido para o ar, (*b*) o trabalho líquido, (*c*) a eficiência térmica e (*d*) a pressão média efetiva do ciclo.

9–170 Repita o Prob. 9–169 considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–171E Um ciclo duplo ideal tem uma razão de compressão de 14 e utiliza ar como fluido de trabalho. No início do processo de compressão, o ar está a 14,7 psia e 120 °F, ocupando um volume de 98 pol^3. Durante o processo de fornecimento de calor, 0,6 Btu de calor é transferido para o ar a um volume constante, e 1,1 Btu a uma pressão constante. Usando calores específicos constantes avaliados à temperatura ambiente, determine a eficiência térmica do ciclo.

9–172 Considere um ciclo Stirling ideal que usa ar como fluido de trabalho. O ar está a 350 K e 200 kPa no início do processo de compressão isotérmica, e 900 kJ/kg de calor são fornecidos para o ar de uma fonte a 1.800 K. Determine (*a*) a pressão máxima do ciclo e (*b*) o trabalho líquido por unidade de massa de ar.
Respostas: (*a*) 5.873 kPa; (*b*) 725 kJ/kg

9–173 Considere um ciclo Brayton simples ideal com ar como fluido de trabalho. A razão de pressão do ciclo é 6, e as temperaturas mínima e máxima são 300 K e 1.300 K, respectivamente. A razão de pressão é então dobrada sem variar as temperaturas mínima e máxima do ciclo. Determine as variações (*a*) no trabalho líquido realizado por unidade de massa e (*b*) na eficiência térmica do ciclo como resultado dessa modificação. Considere calores específicos variáveis para o ar. *Respostas:* (*a*) 41,5 kJ/kg; (*b*) 10,6%

9–174 Repita o Prob. 9–173 considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–175 Um motor de turbina a gás com regeneração funciona com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão. A razão de pressão em cada estágio do compressor e da turbina é de 4. Ar entra em cada estágio do compressor a 300 K e em cada estágio da turbina a 1.400 K. As eficiências do compressor e da turbina são de 78% e 86%, respectivamente, e a efetividade do regenerador é de 75%. Determine a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica do ciclo, considerando calores específicos constantes para o ar à temperatura ambiente. *Respostas:* 0,475; 45,1%

9–176 Reconsidere o Prob. 9–175. Usando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos da variação das eficiências isentrópicas do compressor e da turbina e da efetividade do regenerador sobre o trabalho líquido realizado e sobre o calor fornecido ao ciclo no caso de calores específicos variáveis. Considere uma variação de 70 a 90% para as eficiências isentrópicas e a efetividade. Construa o diagrama *T-s* do ciclo.

9–177 Repita o Prob. 9–175, usando hélio como o fluido de trabalho.

9–178 Considere um ciclo de turbina a gás ideal com um estágio de compressão e dois estágios de expansão e regeneração. A razão de pressão em cada estágio da turbina é a mesma. O gás de exaustão da turbina de alta pressão entra no regenerador e depois entra na turbina de baixa pressão para expandir-se até a pressão de entrada no compressor. Determine a eficiência térmica desse ciclo em função da razão de pressão do compressor e da razão entre as temperaturas de entrada na turbina de alta pressão e no compressor. Compare seus resultados com a eficiência do ciclo-padrão com regeneração.

9–179 Uma usina com turbina a gás funciona segundo o ciclo Brayton com regeneração com dois estágios de reaquecimento e dois estágios de resfriamento intermediário entre os limites de pressão de 100 kPa e 1.200 kPa. O fluido de trabalho é o ar, que entra no primeiro e segundo estágios do compressor a 300 K e 350 K, respectivamente, e no primeiro e segundo estágios da turbina a 1.400 K e 1.300 K, respectivamente. Considere que tanto o compressor como a turbina possuem eficiências isentrópicas de 80%, e que o regenerador possui uma efetividade de 75%. Considerando calores específicos variáveis, determine (*a*) a razão de consumo de trabalho e o trabalho líquido, (*b*) a eficiência térmica e (*c*) a eficiência de segunda lei do ciclo. Determine, também, (*d*) as exergias nas saídas da câmara de combustão (estado 6) e do regenerador (estado 10) (consulte a Fig. 9–43 do texto).
Respostas: (*a*) 0,523; 317 kJ/kg; (*b*) 0,553; (*c*) 0,704; (*d*) 931 kJ/kg; 129 kJ/kg

9–180 Compare a eficiência térmica de uma turbina a gás de dois estágios com regeneração, reaquecimento e resfriamento intermediário à eficiência de uma turbina a gás de três estágios com o mesmo equipamento, considerando que (*a*) todos os componentes operam idealmente, (*b*) o ar entra no primeiro compressor a 100 kPa e 10 °C, (*c*) a razão de pressão total através de todas as fases de compressão é de 16 e (*d*) a máxima temperatura do ciclo é de 600 °C.

9–181E O impulso específico de um sistema de propulsão de aeronaves é a força produzida por unidade de fluxo de massa produzindo empuxo. Considere um motor a jato que opera em um ambiente a 10 psia e 30 °F e impulsiona uma aeronave voando a 1.200 pés/s. Determine o impulso específico desse motor, considerando que a razão de pressão do compressor é igual a 9 e a temperatura na entrada da turbina é de 700 °F. Considere operações ideais para todos os componentes e calores específicos constantes à temperatura ambiente.

9–182 As necessidades de eletricidade e calor do processo de uma instalação fabril devem ser atendidas por uma usina de cogeração formada por uma turbina a gás e um trocador de calor para produção de vapor de água. A usina opera no ciclo Brayton simples entre os limites de pressão de 100 kPa e 1.000 kPa, utilizando o ar como fluido de trabalho. O ar entra no compressor a 20 °C. Os gases de combustão saem da turbina e entram no trocador de calor a 450 °C, saindo dele a 325 °C, enquanto a água líquida entra no trocador de calor a 15 °C e sai a 200 °C como vapor saturado. A potência líquida produzida pelo ciclo de turbina a gás é de 1.500 kW. Considerando uma eficiência isentrópica do compressor de 86%, uma eficiência isentrópica da turbina de 88% e calores específicos variáveis, determine (*a*) a vazão mássica de ar, (*b*) a razão de consumo de trabalho e a eficiência térmica e (*c*) a taxa na qual vapor de água é produzido no trocador de calor. Determine também (*d*) a eficiência de utilização da planta de cogeração, definida como a razão entre energia total utilizada e a energia fornecida para a usina.

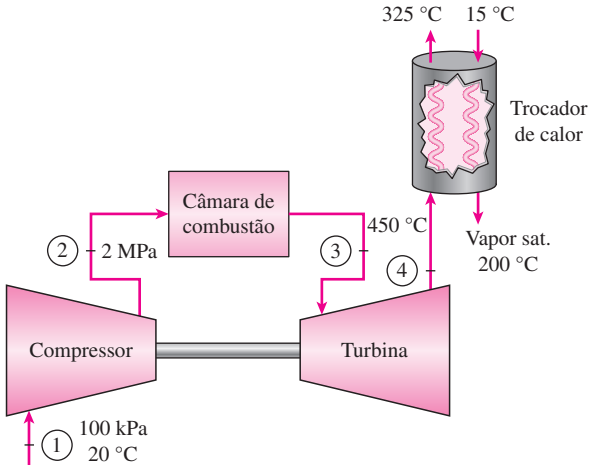


FIGURA P9–182

9–183 Um avião a turbojato voa à 900 km/h a uma altitude na qual a temperatura e a pressão do ar são −35 °C e 40 kPa. Ar deixa o difusor a 50 kPa com uma velocidade de 15 m/s, e os gases de combustão entram na turbina a 450 kPa e 950 °C. A turbina produz 500 kW de potência, que é toda usada para acionar o compressor. Considerando calores específicos variáveis e uma eficiências isentrópica de 83% para o compressor, turbina e bocal, determine (*a*) a pressão dos gases de combustão na saída da turbina, (*b*) a vazão mássica de ar pelo compressor, (*c*) a velocidade dos gases na saída do bocal e (*d*) a potência de propulsão e a eficiência de propulsão desse motor.

Respostas: (*a*) 147 kPa; (*b*) 1,76 kg/s; (*c*) 719 m/s; (*d*) 206 kW, 0,156

9–184 Um ciclo padrão a ar com calores específicos constantes, executado em um sistema pistão-cilindro fechado, é composto dos três processos seguintes:

1-2 Compressão isentrópica com uma razão de compressão $r = V_1 = V_2$

2-3 Fornecimento de calor a uma pressão constante

3-1 Rejeição de calor a volume constante

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para esse ciclo.

(*b*) Obtenha uma expressão para a razão de consumo de trabalho como uma função de *k* e *r*.

(*c*) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica do ciclo como uma função de *k* e *r*.

(*d*) Determine o valor da razão de consumo de trabalho e eficiência conforme *r* tende para o valor unitário.

Qual dos seus resultados implica sobre o trabalho líquido realizado pelo ciclo?

9–185 Um ciclo padrão a ar com calores específicos constantes, executado em um sistema pistão-cilindro fechado, é composto dos três processos seguintes:

1-2 Fornecimento de calor a volume constante

2-3 Expansão isentrópica com uma razão de expansão $r = V_3/V_2$

3-1 Rejeição de calor a uma pressão constante

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para esse ciclo.

(*b*) Obtenha uma expressão para a razão de consumo de trabalho como uma função de *k* e *r*.

(*c*) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica do ciclo como uma função de *k* e *r*.

(*d*) Determine o valor da razão de consumo de trabalho e eficiência conforme *r* tende para o valor unitário.

Qual dos seus resultados implica sobre o trabalho líquido realizado pelo ciclo?

9–186 Um ciclo padrão a ar com calores específicos constantes, executado em um sistema pistão-cilindro fechado, é composto dos quatro processos seguintes:

1-2 Compressão isentrópica com uma razão de compressão $r = V_1/V_2$

2-3 Fornecimento de calor a um volume constante

3-4 Expansão isentrópica com uma razão de expansão $r_e = V_4/V_3$

4-1 Rejeição de calor a uma pressão constante com uma razão entre volumes $r_p = V_4/V_1$

(*a*) Represente graficamente os diagramas *P*-*v* e *T*-*s* para esse ciclo.

(*b*) Obtenha uma expressão para a eficiência térmica do ciclo como uma função de *k*, *r* e r_p.

(*c*) Avalie o limite do rendimento à medida que r_p aproxima-se do valor unitário.

9–187 Reconsidere o Prob. 9–186. Determine a razão de consumo de trabalho para uma razão fixa entre a temperatura mínima e máxima T_1/T_3 e determine o limite da razão à medida que

r_p aproxima-se do valor unitário. Compare seu resultado com a expressão para a razão de consumo de trabalho para o ciclo Otto para mesma razão de compressão e razão fixa entre a temperatura mínima e máxima T_1/T_3.

9–188 Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da razão de compressão sobre o trabalho líquido e a eficiência térmica do ciclo Otto para uma temperatura máxima no ciclo de 2.000 K. Considere o ar como fluido de trabalho, o qual está a 100 kPa e 300 K no início do processo de compressão, e calores específicos variáveis. Estabeleça uma variação de 6 até 15 para a razão de compressão, com um incremento de 1. Tabule e trace os resultados em um gráfico em função da razão de compressão.

9–189 Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da razão de pressão sobre o trabalho líquido e a eficiência térmica de um ciclo Brayton simples para uma temperatura máxima no ciclo de 1.800 K. Considere o ar como fluido de trabalho, o qual está a 100 kPa e 300 K no início do processo de compressão, e calores específicos variáveis. Estabeleça uma variação de 5 até 24 para a razão de pressão, com um incremento de 1. Tabule e trace os resultados em um gráfico em função da razão de pressão. Em qual razão de pressão se calcula o máximo trabalho líquido? Em qual razão de pressão se calcula a máxima eficiência térmica?

9–190 Repita o Prob. 9–189 considerando eficiências isentrópicas de 80% para a turbina e para o compressor.

9–191 Usando o EES (ou outro programa), determine os efeitos da razão de pressão, temperatura máxima do ciclo e eficiências do compressor e da turbina sobre o trabalho líquido por unidade de massa e sobre a eficiência térmica de um ciclo Brayton simples com ar como fluido de trabalho. O ar está a 100 kPa e 300 K na entrada do compressor. Considere também calores específicos constantes para o ar à temperatura ambiente. Determine o trabalho líquido e a eficiência térmica para todas as combinações dos parâmetros seguintes e interprete os resultados.

Razão de pressão:	5, 8, 14
Temperatura máxima do ciclo:	800 K, 1.200 K, 1.600 K
Eficiência isentrópica do compressor:	80%, 100%
Eficiência isentrópica da turbina:	80%, 100%

9–192 Repita o Prob. 9–191 considerando a variação dos calores específicos do ar com a temperatura.

9–193 Repita o Prob. 9–191 usando hélio como o fluido de trabalho.

9–194 Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da quantidade de estágios de compressão e expansão sobre a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração e compressão e expansão em múltiplos estágios. Considere que a razão de pressão global do ciclo é 18 e que o ar entra a 300 K em cada estágio do compressor e a 1.200 K em cada estágio da turbina. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente para o ar, determine a eficiência térmica do ciclo variando a quantidade de estágios de 1 a 22 em incrementos de 3. Trace em um gráfico a eficiência térmica em função da quantidade de estágios. Compare os resultados à eficiência de um ciclo Ericsson que opera entre os mesmos limites de temperatura.

9–195 Repita o Prob. 9–194, usando hélio como o fluido de trabalho.

Problemas de múltipla escolha

9–196 Um ciclo Otto com o ar como fluido de trabalho tem uma razão de compressão igual a 10,4. Sob condições do padrão a ar frio, a eficiência térmica do ciclo é

(*a*) 10 % (*b*) 39 % (*c*) 61 %
(*d*) 79 % (*e*) 82 %

9–197 Para limites especificados para as temperaturas máximas e mínimas, o ciclo ideal com a menor eficiência térmica é

(*a*) Carnot (*b*) Stirling (*c*) Ericsson
(*d*) Otto (*e*) O mesmo para todos.

9–198 Um ciclo de Carnot opera entre os limites de temperatura de 300 K e 2.000 K e produz 600 kW de potência útil. A taxa de variação da entropia do fluido de trabalho durante o processo de fornecimento de calor é

(*a*) 0 (*b*) 0,300 kW/K (*c*) 0,353 kW/K
(*d*) 0,261 kW/K (*e*) 2,0 kW/K

9–199 Ar em um ciclo Diesel ideal é comprimido de 2 L a 0,13 L e, em seguida, expandido o processo de fornecimento de calor a uma pressão constante para 0,30 L. Sob condições do padrão a ar frio, a eficiência térmica do ciclo é

(*a*) 41 % (*b*) 59 % (*c*) 66 %
(*d*) 70 % (*e*) 78 %

9–200 Gás hélio em um ciclo Otto ideal é comprimido a partir de 20 °C de 2,5 L para 0,25 L, e sua temperatura aumenta por um adicional de 700 °C durante o processo de fornecimento de calor. A temperatura do hélio antes do processo de expansão é

(*a*) 1.790 °C (*b*) 2.060 °C (*c*) 1.240 °C
(*d*) 620 °C (*e*) 820 °C

9–201 Em um ciclo Otto ideal, ar é comprimido a partir de 1,20 kg/m^3 de 2,2 L a 0,26 L, e o trabalho líquido produzido do ciclo é 440 kJ/kg. A pressão média efetiva (PME) para esse ciclo é

(*a*) 612 kPa (*b*) 599 kPa (*c*) 528 kPa
(*d*) 416 kPa (*e*) 367 kPa

9–202 Em um ciclo Brayton ideal, ar é comprimido de 95 kPa e 25 °C para 1.100 kPa. Sob condições do padrão a ar frio, a eficiência térmica do ciclo é

(*a*) 45 % (*b*) 50 % (*c*) 62 %
(*d*) 73 % (*e*) 86 %

9–203 Considere um ciclo Brayton ideal executado entre os limites de pressão de 1.200 kPa e 100 kPa e os limites de temperatura de 20 °C a 1.000 °C com argônio como fluido de trabalho. O trabalho líquido produzido do ciclo é

(*a*) 68 kJ/kg (*b*) 93 kJ/kg (*c*) 158 kJ/kg
(*d*) 186 kJ/kg (*e*) 310 kJ/kg

9–204 Um ciclo Brayton ideal tem um trabalho líquido produzido de 150 kJ/kg e uma razão de consumo de trabalho igual a 0,4. Considerando que a turbina e o compressor tivessem uma eficiência isentrópica de 85%, o trabalho líquido produzido do ciclo seria

(*a*) 74 kJ/kg (*b*) 95 kJ/kg (*c*) 109 kJ/kg
(*d*) 128 kJ/kg (*e*) 177 kJ/kg

9–205 Em um ciclo Brayton ideal, ar é comprimido de 100 kPa e 25 °C para 1 MPa e, em seguida, aquecido até 927 °C antes de entrar na turbina. Sob condições do padrão a ar frio, a temperatura do ar na saída da turbina é

(*a*) 349 °C (*b*) 426 °C (*c*) 622 °C
(*d*) 733 °C (*e*) 825 °C

9–206 Em um ciclo Brayton ideal com regeneração, gás argônio é comprimido de 100 kPa e 25 °C para 400 kPa e, em seguida, aquecido até 1.200 °C antes de entrar na turbina. A temperatura mais alta com a qual o argônio pode ser aquecido no regenerador é

(*a*) 246 °C (*b*) 846 °C (*c*) 689 °C
(*d*) 368 °C (*e*) 573 °C

9–207 Em um ciclo Brayton ideal com regeneração, ar é comprimido de 80 kPa e 10 °C para 400 kPa e 175 °C, e então aquecido para 450 °C no regenerador e depois ainda aquecido para 1.000 °C antes de entrar na turbina. Sob condições do padrão a ar frio, a eficiência do regenerador é

(*a*) 33 % (*b*) 44 % (*c*) 62 %
(*d*) 77 % (*e*) 89 %

9–208 Considere uma turbina a gás que tem uma razão de pressão igual a 6 e opera sobre o ciclo Brayton com regeneração entre os limites de temperatura de 20 °C e 900 °C. Considerando que a razão dos calores específicos do fluido de trabalho é de 1,3, a maior eficiência térmica que essa turbina a gás pode ter é

(*a*) 38 % (*b*) 46 % (*c*) 62 %
(*d*) 58 % (*e*) 97 %

9–209 Um ciclo de turbina de gás ideal com muitos estágios de compressão e expansão e um regenerador de 100% de eficiência tem uma razão de pressão total igual a 10. Ar entra em todos os estágios do compressor a 290 K e em todos os estágios da turbina a 1.200 K. A eficiência térmica do ciclo da turbina a gás é

(*a*) 36 % (*b*) 40 % (*c*) 52 %
(*d*) 64 % (*e*) 76 %

9–210 Ar entra em um motor turbojato a 320 m/s a uma taxa de 30 kg/s e sai a 650 m/s em relação ao avião. O empuxo desenvolvido pelo motor é

(*a*) 5 kN (*b*) 10 kN (*c*) 15 kN
(*d*) 20 kN (*e*) 26 kN

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

9–211 A quantidade de combustível introduzido num motor de ignição por centelha é utilizado, em parte, para controlar a energia gerada pelo motor. A gasolina produz cerca de 42.000 kJ/kg quando queimada com ar em um motor de ignição por centelha. Desenvolva um cronograma para o consumo de gasolina e temperatura máxima do ciclo *versus* a produção de energia para um ciclo Otto com uma razão de compressão igual a 8.

9–212 O peso de um motor a *diesel* é diretamente proporcional à razão de compressão ($W = kr$), porque o metal adicional deve ser usado para reforçar o motor para as pressões mais elevadas. Examine o trabalho líquido específico produzido por um motor a *diesel*, por unidade de peso, considerando que a razão de pressão é variada e o calor específico fornecido permanece fixo. Faça isso para várias entradas de calor e várias constantes de proporcionalidade k. Há algumas combinações ótimas de k e entradas de calores específicos.

9–213 Projete um ciclo de potência a gás padrão a ar, operando em sistema fechado, composto de três processos e com uma eficiência térmica mínima de 20%. Os processos podem ser isotérmicos, isobáricos, isocóricos, isentrópicos e politrópicos, ou podem ter a pressão variando linearmente com o volume. Entretanto, os ciclos Otto, Diesel, Ericsson e Stirling não podem ser utilizados. Prepare um relatório de engenharia descrevendo o projeto e apresentando o sistema, os diagramas P-v e T-s, e os exemplos de cálculos de projeto.

9–214 Prepare um texto sobre os desenvolvimentos mais recentes relacionados a motores de dois tempos, e estime quando poderíamos ver lançados no mercado carros movidos a motores de dois tempos. Por que os principais fabricantes de automóveis têm apresentado um interesse renovado nos motores de dois tempos?

9–215 Os gases de escape de uma turbina de um ciclo Brayton simples são muito quentes e podem ser utilizados para outros fins térmicos. Uma utilização proposta é a geração de vapor saturado a 110 °C a partir da água a 30 °C em uma caldeira. Esse vapor será distribuído a vários prédios em um *campus* universitário para o aquecimento ambiente. Um ciclo Brayton com uma razão de pressão igual a 6 deve ser usado para esse propósito. Trace a potência produzida, a taxa de fluxo do vapor produzido e a temperatura máxima do ciclo como funções da taxa à qual o calor é fornecido ao ciclo. A temperatura na entrada da turbina não deve exceder 2.000 °C.

9–216 Uma turbina a gás opera com um regenerador e dois estágios de reaquecimento e resfriamento intermediário. Esse sistema foi projetado de tal modo que quando o ar entra no compressor a 100 kPa e 15 °C, a razão de pressão para cada estágio de compressão é igual a 3, enquanto a temperatura do ar ao entrar na turbina é de 500 °C e o regenerador opera perfeitamente. Em plena carga, essa turbina produz 800 kW. Para essa turbina atender a uma carga parcial, o fornecimento de calor em ambas as câmaras de combustão é reduzido. Desenvolva um esquema ideal de fornecimento de calor para as câmaras de combustão para as cargas parciais de 400 kW a 800 kW.

9–217 Você foi convidado para projetar uma usina de energia para um laboratório com base lunar. Você selecionou um ciclo Brayton simples que utiliza argônio como fluido de trabalho e tem uma razão de pressão igual a 6. A rejeição de calor pelo trocador de calor mantém o estado na entrada para o compressor a 50 kPa e −20 °C. Você optou por usar coletores solares para servirem como fonte de calor. Testes desses coletores fornecem os resultados do aumento da temperatura mostrado na figura. Desenvolva uma representação gráfica da potência que irá ser produzida por esse sistema e a sua eficiência térmica como uma função do fluxo de massa de argônio. Existe um "melhor" fluxo para operar essa usina?

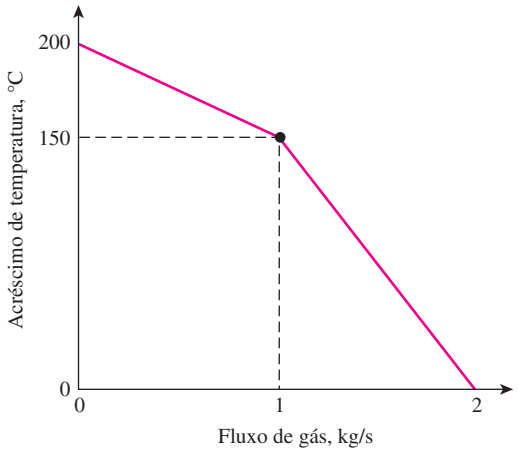


FIGURA P9–217

9–218 Se o controle da temperatura na entrada do compressor do Prob. 9–217 é desativado, a temperatura à entrada do compressor varia linearmente com o de fluxo de gás. Ele está a −40 °C, quando a taxa de fluxo é 0 kg/s, e a 0 °C, quando a taxa de fluxo é de 2 kg/s. Desenvolva um esquema de energia produzida e a eficiência térmica, considerando que o fluxo de argônio é variado de 0,01 kg/s a 2 kg/s. Existe uma taxa de fluxo ideal para a operação dessa usina?

9–219 Desde seu lançamento em 1903, por Aegidius Elling, da Noruega, a injeção de vapor de água entre a câmara de combustão e a turbina tem sido utilizada até hoje em algumas das modernas turbinas a gás em operação, com o objetivo de resfriar os gases de combustão até uma temperatura segura (integridade metalúrgica), à medida que o fluxo de massa pela turbina aumenta. Atualmente, há várias usinas de potência a turbina a gás que usam injeção de vapor de água para aumentar a potência e melhorar a eficiência térmica.

Considere uma usina de potência a turbina a gás, cuja razão de pressão é 8. As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina são de 80%, e há um regenerador com efetividade de 70%. Quando a vazão em massa de ar no compressor é de 40 kg/s, a temperatura na entrada da turbina alcança 1.700 K. Entretanto, a temperatura na entrada da turbina está limitada a 1.500 K e, por isso, considera-se a injeção de vapor de água nos gases de combustão. Para evitar as complexidades associadas à injeção de vapor de água, propõe-se utilizar o ar em excesso (isto é, utilizar muito mais ar do que o necessário para a combustão completa) para reduzir a temperatura da combustão e, dessa forma, a temperatura de entrada da turbina, à medida que se aumenta o fluxo de massa e, consequentemente, a potência produzida pela turbina. Avalie essa proposta e compare o desempenho termodinâmico da "operação com alto fluxo de ar" para essa usina de potência a turbina a gás com a "operação com injeção de vapor de água" considerando as seguintes condições de projeto: o ar ambiente se encontra a 100 kPa e 25 °C, o fornecimento de água está disponível a 20 °C e a quantidade de combustível fornecido para câmara de combustão deve permanecer constante.

Capítulo

10

Ciclos de Potência a Vapor e Combinados

No Cap. 9 discutimos os ciclos de potência a gás nos quais o fluido de trabalho permanece como um gás durante todo o ciclo. Neste capítulo, consideramos os *ciclos de potência a vapor*, nos quais o fluido de trabalho é alternadamente vaporizado e condensado. Consideramos também a geração de potência acoplada ao processo de aquecimento, chamada de *cogeração*.

A busca constante por eficiências térmicas mais altas resultou em algumas modificações inovadoras no ciclo de potência a vapor básico. Entre elas discutimos os *ciclos regenerativos* e com *reaquecimento*, bem como os ciclos de potência combinados gás-vapor.

Vapor de água é o fluido de trabalho mais comum utilizado nos ciclos de potência a vapor, pois tem várias características desejáveis, tais como baixo custo, disponibilidade e alta entalpia de vaporização. Assim, este capítulo dedica-se principalmente à discussão das usinas a vapor de água. As usinas a vapor normalmente são classificadas como *usinas a carvão*, *usinas nucleares* ou *usinas a gás natural*, em referência ao tipo de combustível usado para fornecer calor ao vapor. Entretanto, o vapor passa pelo mesmo ciclo básico em todas elas, e por isso todas as usinas podem ser analisadas do mesmo modo.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Analisar os ciclos de potência a vapor nos quais o fluido de trabalho é alternadamente vaporizado e condensado.
- Analisar a geração de potência acoplada ao processo de aquecimento, chamada de *cogeração*.
- Investigar maneiras de modificar o ciclo básico de potência a vapor de Rankine para aumentar a eficiência térmica do ciclo.
- Analisar os ciclos de potência a vapor com reaquecimento e a vapor regenerativos.
- Analisar os ciclos de potência que consistem em dois ciclos separados, conhecidos como ciclos combinados e ciclos binários.

10–1 O CICLO A VAPOR DE CARNOT

Foi mencionado várias vezes que o ciclo de Carnot é o ciclo mais eficiente que opera entre dois limites de temperatura especificados. Assim, em princípio, é natural encarar o ciclo de Carnot como o provável ciclo ideal para as usinas de potência a vapor, e, se pudéssemos, certamente adotaríamos esse como o ciclo ideal. Porém, como verificaremos a seguir, o ciclo de Carnot não é um modelo adequado para os ciclos de potência. Em todas as discussões, consideramos o *vapor de água* como o fluido de trabalho, uma vez que ele é o fluido de trabalho usado predominantemente nos ciclos de potência a vapor.

Considere um *ciclo de Carnot* com escoamento em regime permanente executado dentro da região de saturação de uma substância pura, como mostra a Fig. 10–1*a*. O fluido é aquecido de forma reversível e isotérmica em uma caldeira (processo 1-2), expandido de forma isentrópica em uma turbina (processo 2-3), condensado de forma reversível e isotérmica em um condensador (processo 3-4) e comprimido de forma isentrópica por um compressor até o estado inicial (processo 4-1).

Várias dificuldades de ordem prática estão associadas a esse ciclo:

1. A transferência de calor isotérmica de ou para um sistema bifásico não é difícil de ser realizada na prática, uma vez que a manutenção de uma pressão constante no dispositivo automaticamente fixa a temperatura no valor de saturação. Assim, os processos 1-2 e 3-4 podem ser razoavelmente bem reproduzidos em caldeiras e condensadores reais. Entretanto, limitar os processos de transferência de calor aos sistemas bifásicos é algo que limita seriamente a temperatura máxima que pode ser usada no ciclo (ela precisa permanecer abaixo do valor no ponto crítico, que para a água corresponde a 374 °C). Além disso, limitar a temperatura máxima do ciclo também limita a eficiência térmica. Toda tentativa de elevar a temperatura máxima do ciclo envolve transferência de calor para o fluido de trabalho em uma única fase, o que não é fácil de realizar de forma isotérmica.
2. O processo de expansão isentrópica (processo 2-3) pode ser aproximado de maneira satisfatória por uma turbina bem projetada. Entretanto, o título do vapor diminui durante esse processo, como mostra o diagrama *T-s* da Fig. 10–1*a*. Assim, a turbina precisa processar vapor com baixo título, ou seja, vapor com alto conteúdo de umidade. A colisão de gotas de líquido com as pás da turbina causa erosão e é uma importante fonte de desgaste. O vapor com título abaixo de 90% não pode ser tolerado na operação das usinas. Esse problema poderia ser eliminado pelo uso de um fluido de trabalho com uma linha de vapor saturado bastante inclinada.
3. O processo de compressão isentrópica (processo 4-1) envolve a compressão de uma mistura de líquido e vapor para um estado de líquido saturado. Existem duas dificuldades nesse processo. Em primeiro lugar, não é fácil controlar o processo de condensação de modo tão preciso a ponto de terminar com o título desejado no estado 4. Em segundo lugar, não é prático projetar um compressor que lida com duas fases.

Alguns desses problemas poderiam ser eliminados executando-se o ciclo de Carnot de maneira diferente, como mostra a Fig. 10–1*b*. Esse ciclo, porém, apresenta outros problemas como compressão isentrópica até pressões extremamente altas e transferência isotérmica de calor a pressões variáveis. Dessa maneira, concluímos que o ciclo de Carnot não pode ser aproximado em dispositivos reais e não é um modelo realista para os ciclos de potência a vapor.

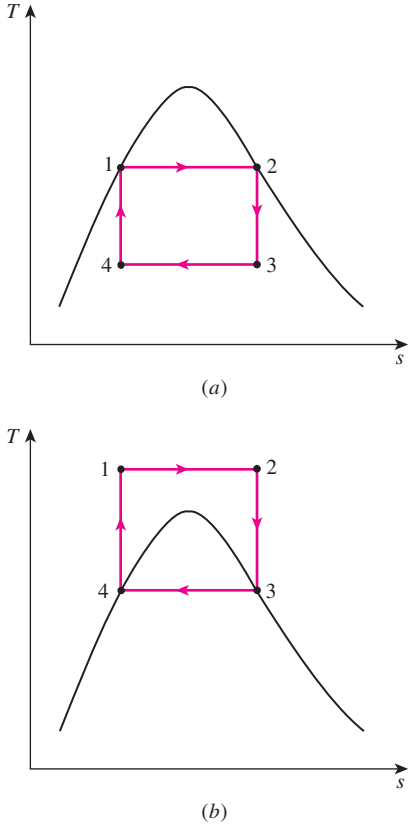


FIGURA 10–1 Diagrama *T-s* de dois ciclos a vapor de Carnot.

10–2 CICLO DE RANKINE: O CICLO IDEAL PARA OS CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR

Muitos dos problemas práticos do ciclo de Carnot podem ser eliminados ao se superaquecer o vapor de água na caldeira e condensá-lo completamente no condensador, como mostra esquematicamente o diagrama *T-s* da Fig. 10–2. O ciclo resultante é o **ciclo de Rankine**, que é o ciclo ideal das usinas de potência a vapor. O ciclo de Rankine ideal não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste nos quatro processos seguintes:

1-2 Compressão isentrópica em uma bomba

2-3 Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira

3-4 Expansão isentrópica em uma turbina

4-1 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador

A água entra na *bomba* no estado 1 como líquido saturado e é comprimida de maneira isentrópica até a pressão de operação da caldeira. A temperatura da água aumenta um pouco durante esse processo de compressão isentrópica, devido a uma ligeira diminuição do volume específico da água. A distância vertical entre os estados 1 e 2 do diagrama *T-s* foi bastante exagerada por questões de clareza. (Se a água fosse verdadeiramente incompressível, haveria alguma variação de temperatura durante esse processo?)

A água entra na *caldeira* como um líquido comprimido no estado 2 e sai como vapor superaquecido no estado 3. A caldeira é basicamente um grande trocador de calor no qual o calor originário de gases de combustão, reatores nucleares ou outras fontes é transferido para a água essencialmente a uma pressão constante. A caldeira, incluindo a região onde o vapor é superaquecido (o superaquecedor), também é chamada de *gerador de vapor*.

O vapor de água superaquecido no estado 3 entra na *turbina*, na qual ele se expande de forma isentrópica e produz trabalho, girando o eixo conectado a um gerador elétrico. A pressão e a temperatura do vapor caem durante esse processo até os valores do estado 4, no qual o vapor entra no *condensador*. Nesse estado, o vapor em geral é uma mistura de líquido e vapor saturados com título elevado. O vapor é condensado a pressão constante no condensador, que é basicamente um grande trocador de calor, rejeitando calor para um meio de resfriamento como um lago, um rio ou a atmosfera. A água deixa o condensador como líquido saturado e entra na bomba completando o ciclo. Em locais onde a água é escassa, o resfriamento nas usinas é realizado pelo ar e não pela água. Esse método de resfriamento, que também é usado em motores de automóveis, é chamado de *resfriamento a ar (resfriamento seco)*. Várias usinas do mundo, incluindo algumas nos Estados Unidos, usam o resfriamento a ar para economizar água.

Lembrando que a área sob uma curva de processo de um diagrama *T-s* representa a transferência de calor dos processos internamente reversíveis, vemos que a área sob a curva do processo 2-3 representa o calor transferido para a água na caldeira e que a área sob a curva do processo 4-1 representa o calor rejeitado no condensador. A diferença entre essas duas (a área compreendida pela curva do ciclo) é o trabalho líquido produzido durante o ciclo.

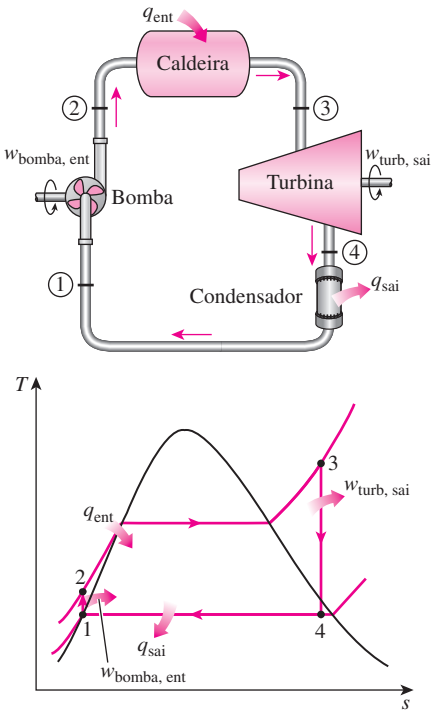


FIGURA 10–2 O ciclo de Rankine simples ideal.

Análise de energia do ciclo de Rankine ideal

Todos os quatro componentes envolvidos no ciclo de Rankine (a bomba, a caldeira, a turbina e o condensador) são dispositivos com escoamento em regime

permanente, e por isso todos os quatro processos que formam o ciclo de Rankine podem ser analisados como processos com escoamento em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial do vapor são pequenas em relação aos termos de trabalho e transferência de calor e, em geral, são desprezadas. Assim, a *equação da energia*, aplicada a um dispositivo com *escoamento em regime permanente*, por unidade de massa de vapor, se reduz a

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \qquad (kJ/kg) \qquad \textbf{(10–1)}$$

A caldeira e o condensador não envolvem nenhum trabalho, e considera-se que a bomba e turbina sejam isentrópicas. Dessa forma, a equação de conservação da energia aplicada a cada dispositivo pode ser expressa como:

Bomba ($q = 0$)*:* $$w_{bomba,\,ent} = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(10–2)}$$

ou,

$$w_{bomba,\,ent} = v(P_2 - P_1) \qquad \textbf{(10–3)}$$

onde

$$h_1 = h_{l\,@\,P_1} \quad \text{e} \quad v \cong v_1 = v_{l\,@\,P_1} \qquad \textbf{(10–4)}$$

Caldeira ($w = 0$): $$q_{ent} = h_3 - h_2 \qquad \textbf{(10–5)}$$

Turbina ($q = 0$): $$w_{turb,\,sai} = h_3 - h_4 \qquad \textbf{(10–6)}$$

Condensador ($w = 0$): $$q_{sai} = h_4 - h_1 \qquad \textbf{(10–7)}$$

A *eficiência térmica* do ciclo de Rankine é determinada a partir de

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} \qquad \textbf{(10–8)}$$

onde

$$w_{liq} = q_{ent} - q_{sai} = w_{turb,\,sai} - w_{bomba,\,ent}$$

A eficiência de conversão das usinas nos Estados Unidos é muitas vezes expressa pela **taxa de calor**, que é a quantidade de calor fornecido, em Btu, para gerar 1 kWh de eletricidade. Quanto menor a taxa de calor, maior a eficiência. Considerando que 1 kWh = 3.412 Btu e desconsiderando as perdas associadas com a conversão da energia do eixo em energia elétrica, a relação entre a taxa de calor e a eficiência térmica pode ser expressa como

$$\eta_t = \frac{3.412\ (Btu/kWh)}{\text{Taxa de calor}\ (Btu/kWh)} \qquad \textbf{(10–9)}$$

Por exemplo, uma taxa de calor de 11.363 Btu/kWh é equivalente a 30% de eficiência.

A eficiência térmica também pode ser interpretada como a razão entre a área delimitada pelo ciclo em um diagrama *T-s* e a área sob o processo de fornecimento de calor. O uso dessas relações é ilustrado no próximo exemplo.

EXEMPLO 10–1 O ciclo de Rankine simples ideal

Considere uma usina de potência a vapor de água que opera segundo o ciclo de Rankine simples ideal. O vapor entra na turbina a 3 MPa e 350 °C e é condensado no condensador à pressão de 75 kPa. Determine a eficiência térmica desse ciclo.

SOLUÇÃO Uma usina a vapor que opera segundo o ciclo de Rankine simples ideal é considerada. A eficiência térmica do ciclo deve ser determinada.

Hipóteses **1** A instalação opera em regime permanente. **2** As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Análise A representação esquemática da usina e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–3. Observamos que a usina opera segundo o ciclo de Rankine ideal. Assim, a bomba e a turbina são isentrópicas, não há queda de pressão na caldeira e no condensador, e o vapor deixa o condensador e entra na bomba como líquido saturado à pressão do condensador.

Em primeiro lugar determinamos as entalpias nos diversos pontos do ciclo, utilizando os dados das tabelas de vapor de água (Tabs. A–4, A–5 e A–6):

Estado 1: $P_1 = 75\ \text{kPa}$, Líquido sat. $\Rightarrow$ $h_1 = h_{l\ @\ 75\ \text{kPa}} = 384{,}44\ \text{kJ/kg}$, $v_1 = v_{l\ @\ 75\ \text{kPa}} = 0{,}001037\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 3\ \text{MPa}$, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba, ent}} = v_1(P_2 - P_1) = (0{,}001037\ \text{m}^3/\text{kg})[(3.000 - 75)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3{,}03\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba, ent}} = (384{,}44 + 3{,}03)\ \text{kJ/kg} = 387{,}47\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 3\ \text{MPa}$, $T_3 = 350\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3.116{,}1\ \text{kJ/kg}$, $s_3 = 6{,}7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

Estado 4: $P_4 = 75\ \text{kPa}$ (mistura sat.)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_{lv}} = \frac{6{,}7450 - 1{,}2132}{6{,}2426} = 0{,}8861$$

$$h_4 = h_l + x_4 h_{lv} = 384{,}44 + 0{,}8861\,(2.278{,}0) = 2.403{,}0\ \text{kJ/kg}$$

Portanto,

$$q_{\text{ent}} = h_3 - h_2 = (3.116{,}1 - 387{,}47)\ \text{kJ/kg} = 2.728{,}6\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{sai}} = h_4 - h_1 = (2.403{,}0 - 384{,}44)\ \text{kJ/kg} = 2.018{,}6\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{sai}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{2.018{,}6\ \text{kJ/kg}}{2.728{,}6\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}260\ \text{ou}\ 26{,}0\%}$$

(*continua*)

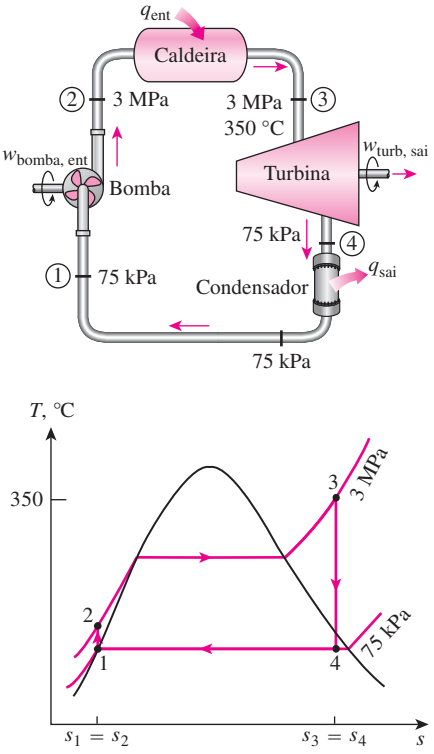


FIGURA 10–3 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 10–1.

(*continuação*)
A eficiência térmica poderia ser também determinada a partir de

$$w_{\text{turb, sai}} = h_3 - h_4 = (3.116{,}1 - 2.403{,}0)\ \text{kJ/kg} = 713{,}1\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{liq}} = w_{\text{turb, sai}} - w_{\text{bomba, ent}} = (713{,}1 - 3{,}03)\ \text{kJ/kg} = 710{,}1\ \text{kJ/kg}$$

ou

$$w_{\text{liq}} = q_{\text{ent}} - q_{\text{sai}} = (2.728{,}6 - 2.018{,}6)\ \text{kJ/kg} = 710{,}0\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{710{,}0\ \text{kJ/kg}}{2.728{,}6\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}260\ ou\ 26{,}0\%}$$

Ou seja, essa usina converte 26% do calor que recebe na caldeira em trabalho líquido. Uma usina real operando nos mesmos limites de temperatura e pressão terá uma eficiência mais baixa devido às irreversibilidades (como o atrito, por exemplo).

Discussão Observe que a razão de consumo de trabalho ($r_{ct} = w_{ent}/w_{sai}$) dessa usina é 0,004, e portanto apenas 0,4% do trabalho produzido na turbina é necessário para acionar a bomba. Razões de consumo de trabalho tão baixas são características dos ciclos de potência a vapor. Isso contrasta com os ciclos de potência a gás, os quais em geral envolvem razões de consumo de trabalho muito altas (cerca de 40 a 80%).

Também é interessante notar que a eficiência térmica de um ciclo de Carnot operando entre os mesmos limites de temperatura seria de

$$\eta_{t,\,\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{(91{,}76 + 273)\ \text{K}}{(350 + 273)\ \text{K}} = 0{,}415$$

A diferença entre as duas eficiências é decorrente da grande irreversibilidade externa do ciclo de Rankine causada pela grande diferença de temperaturas entre o vapor de água e os gases de combustão.

10–3 DESVIOS ENTRE OS CICLOS REAIS DE POTÊNCIA A VAPOR E OS IDEALIZADOS

O ciclo real de potência a vapor difere do ciclo de Rankine ideal, como ilustra a Fig. 10–4*a*, em virtude das irreversibilidades em vários componentes. O atrito do fluido e a perda de calor para a vizinhança são duas fontes comuns de irreversibilidades.

O *atrito no fluido* causa queda de pressão na caldeira, no condensador e nas tubulações entre os diversos componentes. Como resultado, o vapor sai da caldeira a uma pressão um pouco mais baixa. Da mesma forma, a pressão na entrada da turbina é mais baixa do que aquela na saída da caldeira, devido à queda de pressão na tubulação de conexão. A queda de pressão no condensador geralmente é muito pequena. Para compensar essas quedas de pressão, a água deve ser bombeada até uma pressão suficientemente mais alta do que aquela que o ciclo ideal pede. Isso exige uma bomba maior e que consome mais trabalho.

A outra fonte importante de irreversibilidade é a *perda de calor* do vapor para a vizinhança à medida que esse escoa através dos diversos componentes. Para manter

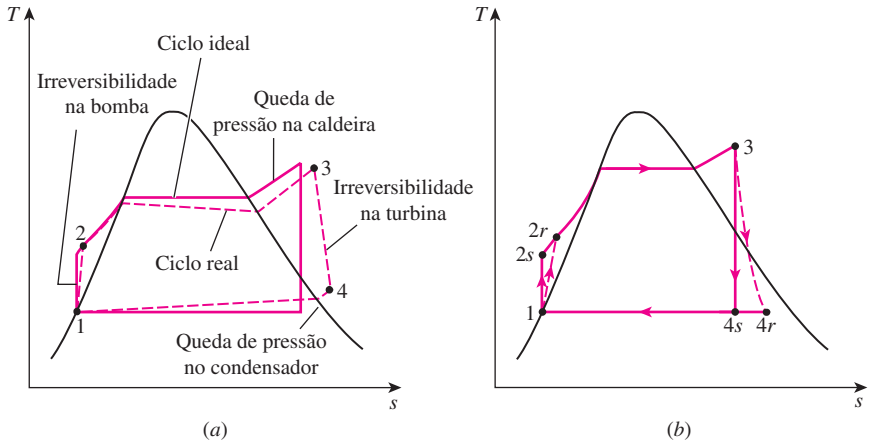


FIGURA 10–4 (*a*) Desvios do ciclo real de potência a vapor do ciclo de Rankine ideal. (*b*) O efeito das irreversibilidades na bomba e na turbina sobre o ciclo de Rankine ideal.

o mesmo nível de potência líquida produzida, é preciso transferir mais calor para o vapor da caldeira a fim de compensar essas perdas indesejáveis de calor. Consequentemente, a eficiência do ciclo diminui.

Além dessas, particularmente importantes são as irreversibilidades que ocorrem dentro da bomba e da turbina. Uma bomba exige maior consumo de trabalho e uma turbina produz menos trabalho em virtude das irreversibilidades. Sob condições ideais, o escoamento através desses dispositivos é isentrópico. O desvio entre as bombas e turbinas reais e as isentrópicas pode ser calculado utilizando-se as *eficiências isentrópicas* definidas como

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \tag{10–10}$$

e

$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \tag{10–11}$$

onde os estados $2r$ e $4r$ são os estados de saída reais da bomba e da turbina, respectivamente, e $2s$ e $4s$ são os estados correspondentes para o caso isentrópico (Fig. 10–4*b*).

Outros fatores também precisam ser considerados na análise dos ciclos reais de potência a vapor. Em condensadores reais, por exemplo, geralmente o líquido é sub-resfriado para evitar a ocorrência de *cavitação*, ou seja, a vaporização e a condensação rápidas do fluido no lado de baixa pressão do rotor da bomba, que podem chegar a danificá-lo. Como consequência do atrito, ocorrem perdas adicionais em mancais entre as partes móveis. O vapor que vaza durante o ciclo e o ar externo que vaza para o interior do condensador representam duas outras fontes de perda. Finalmente, a potência consumida pelos equipamentos auxiliares, como os ventiladores que alimentam de ar a fornalha, também deve ser considerada na avaliação do desempenho global das usinas.

O efeito das irreversibilidades na eficiência térmica de um ciclo de potência a vapor é ilustrado no exemplo seguinte.

EXEMPLO 10–2 Um ciclo real de potência a vapor

Uma usina de potência a vapor de água opera segundo o ciclo mostrado na Fig. 10–5. Se a eficiência isentrópica da turbina é de 87% e a eficiência isentrópica da bomba é de 85%, determine (*a*) a eficiência térmica do ciclo e (*b*) a potência líquida da usina para um fluxo de massa de 15 kg/s.

SOLUÇÃO Um ciclo de potência a vapor onde as eficiências da turbina e da bomba são especificadas é considerado. A eficiência térmica e a potência líquida devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A instalação opera em regime permanente. **2** As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Análise A representação esquemática da usina e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–5. As temperaturas e pressões do vapor em diversos pontos também são indicados na figura. Observamos que a usina envolve componentes com escoamento em regime permanente e opera no ciclo de Rankine, mas são consideradas as imperfeições em vários componentes.

(*a*) A eficiência térmica de um ciclo é a razão entre o trabalho líquido e o consumo de calor, e é determinada da seguinte maneira:

Trabalho consumido pela bomba:

$$w_{\text{bomba, ent}} = \frac{w_{s,\text{ bomba, ent}}}{\eta_P} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_P}$$

$$= \frac{(0{,}001009\ \text{m}^3/\text{kg})[(16.000 - 9)\ \text{kPa}]}{0{,}5}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 19{,}0\ \text{kJ/kg}$$

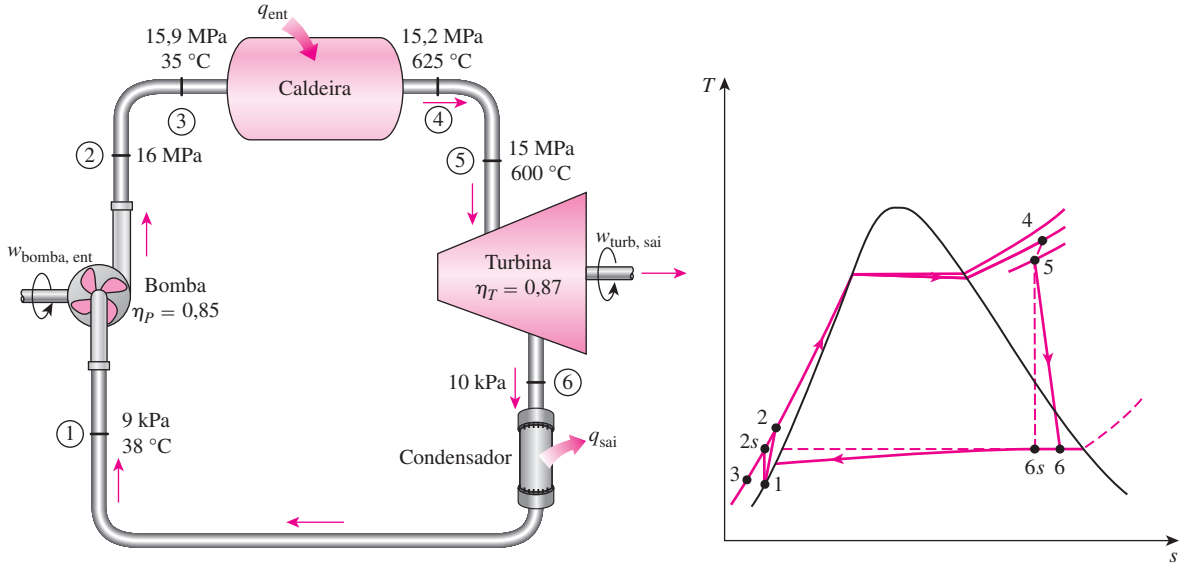


FIGURA 10–5 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 10–2.

Trabalho produzido pela turbina:

$$w_{\text{turb, sai}} = \eta_T w_{s,\text{ turb, sai}}$$
$$= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0{,}87(3.583{,}1 - 2.115{,}3)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1.277{,}0\ \text{kJ/kg}$$

Entrada de calor na caldeira:

$$q_{\text{ent}} = h_4 - h_3 = (3.647{,}6 - 160{,}1)\ \text{kJ/kg} = 3.487{,}5\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$w_{\text{liq}} = w_{\text{turb, sai}} - w_{\text{bomba, ent}} = (1.277{,}0 - 19{,}0)\ \text{kJ/kg} = 1.258{,}0\ \text{kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{1.258{,}0\ \text{kJ/kg}}{3.487{,}5\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}361\ ou\ 36{,}1\%}$$

(*b*) A potência produzida por essa usina é

$$\dot{W}_{\text{liq}} = \dot{m}(w_{\text{liq}}) = (15\ \text{kg/s})(1.258{,}0\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{18{,}9\ MW}$$

Discussão Sem as irreversibilidades, a eficiência térmica desse ciclo corresponderia a 43% (ver Exemplo 10–3*c*).

10–4 COMO PODEMOS AUMENTAR A EFICIÊNCIA DO CICLO DE RANKINE?

As usinas de potência a vapor são responsáveis pela produção da maior parte da energia elétrica do mundo, e mesmo pequenos aumentos de eficiência térmica podem significar grande economia na necessidade de combustível. Assim, grandes esforços são dedicados para melhorar a eficiência do ciclo em que as usinas operam.

A ideia básica por trás de todas as modificações propostas para aumentar a eficiência térmica de um ciclo de potência é a mesma: *aumentar a temperatura média na qual o calor é transferido para o fluido de trabalho na caldeira ou diminuir a temperatura média na qual o calor é rejeitado do fluido de trabalho no condensador*. Ou seja, a temperatura média do fluido deve ser a mais alta possível durante o fornecimento de calor e a mais baixa possível durante a rejeição de calor. A seguir discutimos três maneiras de realizar isso para o ciclo de Rankine simples ideal.

Reduzindo a pressão no condensador (*reduz* $T_{L,\text{med}}$)

O vapor no condensador é uma mistura saturada na temperatura de saturação correspondente à pressão dentro do condensador. Assim, a diminuição da pressão de operação do condensador diminui automaticamente a temperatura do vapor e, consequentemente, a temperatura na qual o calor é rejeitado.

O efeito da diminuição da pressão no condensador sobre a eficiência do ciclo de Rankine é ilustrado pelo diagrama *T-s* da Fig. 10–6. Para fins de comparação, o estado de entrada na turbina é mantido o mesmo. A área colorida desse diagrama representa o aumento do trabalho líquido devido à diminuição da pressão do condensador de P_4 para P_4'. O consumo de calor também aumenta (representado

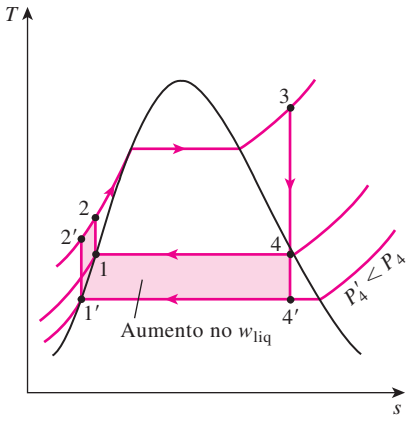


FIGURA 10–6 O efeito da redução da pressão no condensador sobre o ciclo de Rankine ideal.

pela área sob a curva 2'-2), mas o aumento é muito pequeno. Deste modo, o efeito global da diminuição da pressão no condensador é um aumento na eficiência térmica do ciclo.

Para aproveitar o aumento da eficiência a baixas pressões, os condensadores das usinas a vapor geralmente operam bem abaixo da pressão atmosférica. Isso não representa um grande problema, uma vez que os ciclos de potência a vapor operam em um circuito fechado. Entretanto, existe um limite inferior para a pressão dentro do condensador: ela não pode ser mais baixa que a pressão de saturação correspondente à temperatura do meio de resfriamento. Por exemplo, considere um condensador que deve ser resfriado por um rio próximo a 15 °C. Admitindo uma diferença de temperatura de 10 °C para uma transferência de calor efetiva, a temperatura do vapor no condensador deve estar acima de 25 °C. Dessa maneira, a pressão no condensador deve estar acima de 3,2 kPa, que é a pressão de saturação a 25 °C.

Entretanto, a diminuição da pressão no condensador tem efeitos colaterais. Ela cria a possibilidade da infiltração do ar ambiente para o interior do condensador, e mais importante ainda é o fato de que ela aumenta a umidade do vapor nos estágios finais da turbina, como pode ser visto na Fig. 10–6. A presença de grandes quantidades de umidade é altamente indesejada nas turbinas, porque isso diminui sua eficiência e provoca a erosão de suas pás. Felizmente, esse problema pode ser evitado, conforme discutido a seguir.

Superaquecendo o vapor a temperaturas mais altas (*aumenta* $T_{H,\,med}$)

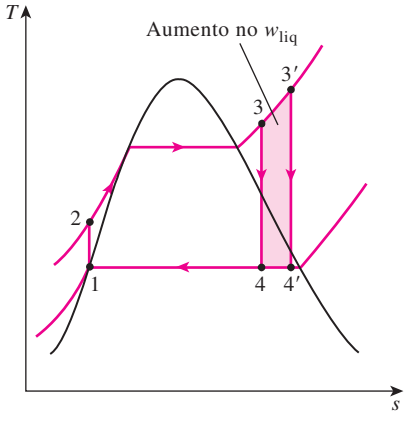


FIGURA 10–7 O efeito do superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas no ciclo de Rankine ideal.

A temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor pode ser aumentada sem aumentar a pressão da caldeira pelo superaquecimento do vapor a altas temperaturas. O efeito do superaquecimento sobre o desempenho dos ciclos de potência a vapor é ilustrado pelo diagrama *T-s* da Fig. 10–7. A área colorida desse diagrama representa o aumento do trabalho líquido. A área total sob a curva do processo 3-3' representa o aumento do fornecimento de calor. Assim, tanto o trabalho líquido quanto o consumo de calor aumentam devido ao superaquecimento do vapor a uma temperatura mais alta. O efeito global é um aumento na eficiência térmica, uma vez que a temperatura média com a qual o calor é adicionado aumenta.

O superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas tem outro efeito bastante desejável: ele diminui o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina, como é possível ver no diagrama *T-s* (o título no estado 4' é maior do que no estado 4).

A temperatura em que o vapor pode ser superaquecido é limitada por considerações metalúrgicas. No momento, a mais alta temperatura permitida para o vapor na entrada da turbina é de cerca de 620 °C (1.150 °F). Qualquer aumento nesse valor depende do aperfeiçoamento dos materiais atuais ou da descoberta de novos materiais que resistam a altas temperaturas. Materiais cerâmicos são bastante promissores nesse aspecto.

Aumentando a pressão na caldeira (*aumenta* $T_{H,\,med}$)

Outra forma de aumentar a temperatura média durante o processo de fornecimento de calor é aumentar a pressão de operação da caldeira. Isso eleva automaticamente a temperatura de ebulição, o que, por sua vez, eleva a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor e, assim, eleva a eficiência térmica do ciclo.

O efeito do aumento da pressão da caldeira sobre o desempenho dos ciclos de potência a vapor é ilustrado no diagrama *T-s* da Fig. 10–8. Observe que para uma temperatura fixa na entrada da turbina, o ciclo se desloca para a esquerda e o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina aumenta. Esse efeito colateral indesejado pode ser corrigido pelo reaquecimento do vapor, como discutiremos na próxima seção.

As pressões de operação das caldeiras aumentaram gradualmente ao longo dos anos. Em 1922, a pressão correspondia aproximadamente a 2,7 MPa (400 psia), e nos dias de hoje equivale a mais de 30 MPa (4.500 psia), gerando vapor suficiente para produzir uma potência líquida de 1.000 MW ou mais em uma usina de grande porte. Muitas das usinas a vapor modernas operam a pressões supercríticas ($P >$ 22,06 MPa) e têm eficiências térmicas de cerca de 40% para as usinas a combustível fóssil e 34% para as usinas nucleares. Existem mais de 150 usinas a vapor com pressão supercrítica em operação nos Estados Unidos. As eficiências mais baixas das usinas nucleares se devem às temperaturas máximas mais baixas usadas naquelas usinas por questões de segurança. O diagrama *T-s* de um ciclo de Rankine supercrítico é mostrado na Fig. 10–9.

Os efeitos da diminuição da pressão no condensador, do superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas e do aumento da pressão da caldeira sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine são ilustrados no Exemplo 10–3.

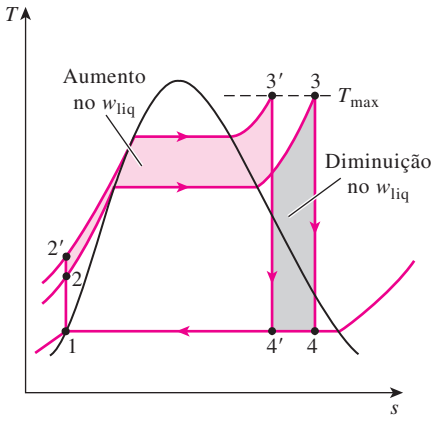


FIGURA 10–8 O efeito do aumento da pressão da caldeira sobre o ciclo de Rankine ideal.

EXEMPLO 10–3 Efeito da pressão e da temperatura da caldeira sobre a eficiência

Considere uma usina a vapor de água operando segundo o ciclo de Rankine ideal. Vapor entra na turbina a 3 MPa e 350 °C e é condensado no condensador à pressão de 10 kPa. Determine (*a*) a eficiência térmica dessa usina, (*b*) a eficiência térmica se o vapor for superaquecido a 600 °C e não a 350 °C, e (*c*) a eficiência térmica se a pressão da caldeira for elevada até 15 MPa enquanto a temperatura na entrada da turbina é mantida a 600 °C.

SOLUÇÃO Uma usina a vapor operando no ciclo de Rankine ideal é considerada. Os efeitos do aumento da temperatura de superaquecimento do vapor e da elevação da pressão da caldeira sobre a eficiência térmica devem ser investigados.

Análise Os diagramas *T-s* do ciclo para os três casos são expostos na Fig. 10–10.

(*a*) Esta é a usina a vapor discutida no Exemplo 10–1, exceto pela pressão do condensador que foi reduzida para 10 kPa. A eficiência térmica é determinada de modo semelhante:

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, Líquido sat. $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\,@\,10\text{ kPa}} = 191{,}81$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\,@\,10\text{ kPa}} = 0{,}00101$ m³/kg

Estado 2: $P_2 = 3$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba, ent}} = v_1(P_2 - P_1) = (0{,}00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(3.000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3{,}02\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba, ent}} = (191{,}81 + 3{,}02)\ \text{kJ/kg} = 194{,}83\ \text{kJ/kg}$$

(*continua*)

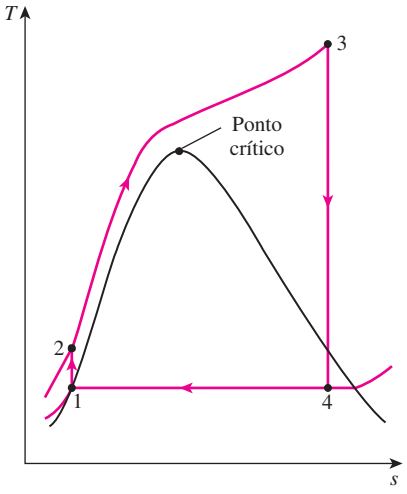


FIGURA 10–9 Um ciclo de Rankine supercrítico.

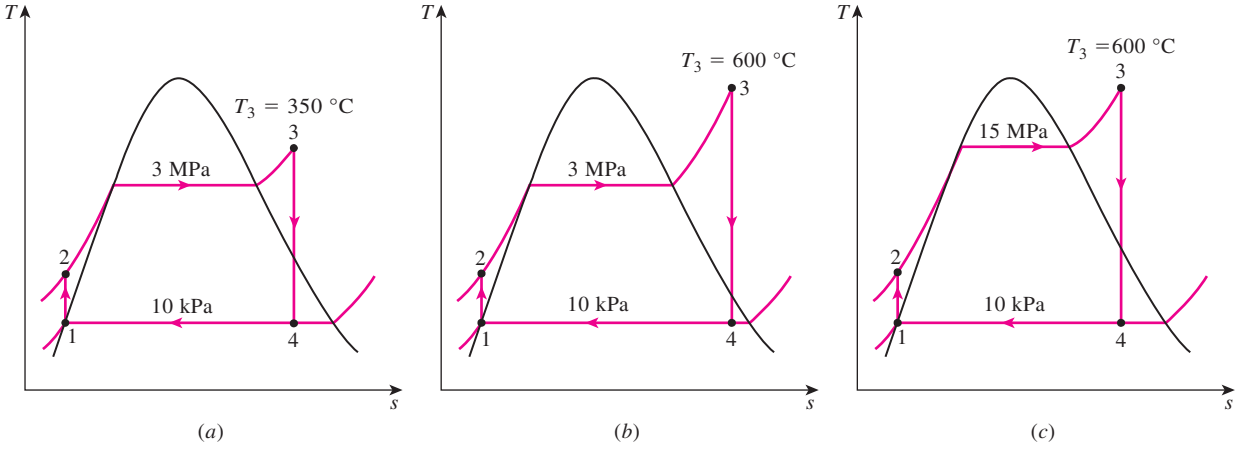


FIGURA 10–10 Diagramas *T-s* dos três ciclos discutidos no Exemplo 10–3.

(*continuação*)

Estado 3: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3.116{,}1$ kJ/kg, $s_3 = 6{,}7450$ kJ/kg·K

Estado 4: $P_4 = 10$ kPa (mistura sat.)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_{lv}} = \frac{6{,}7450 - 0{,}6492}{7{,}4996} = 0{,}8128$$

Portanto,

$$h_4 = h_f + x_4 h_{lv} = 191{,}81 + 0{,}8128(2.392{,}1) = 2.136{,}1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{ent}} = h_3 - h_2 = (3.116{,}1 - 194{,}83)\text{ kJ/kg} = 2.921{,}3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{sai}} = h_4 - h_1 = (2.136{,}1 - 191{,}81)\text{ kJ/kg} = 1.944{,}3 \text{ kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{sai}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{1.944{,}3 \text{ kJ/kg}}{2.921{,}3 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}334 \text{ ou } 33{,}4\%}$$

Portanto, a eficiência térmica aumenta de 26,0 para 33,4% como resultado da diminuição da pressão do condensador de 75 kPa para 10 kPa. Ao mesmo tempo, porém, o título do vapor diminui de 88,6 para 81,3% (em outras palavras, o conteúdo de umidade aumenta de 11,4 para 18,7%).

(*b*) Os estados 1 e 2 permanecem iguais neste caso, e as entalpias no estado 3 (3 MPa e 600 °C) e no estado 4 (10 kPa e $s_4 = s_3$) são

$$h_3 = 3.682{,}8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2.380{,}3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0{,}915)$$

Assim,

$$q_{\text{ent}} = h_3 - h_2 = 3.682{,}8 - 194{,}83 = 3.488{,}0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{sai}} = h_4 - h_1 = 2.380{,}3 - 191{,}81 = 2.188{,}5 \text{ kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{2.188{,}5 \text{ kJ/kg}}{3.488{,}0 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}373 \text{ ou } 37{,}3\%}$$

Portanto, a eficiência térmica aumenta de 33,4 para 37,3% como resultado do superaquecimento do vapor de 350 °C para 600 °C. Ao mesmo tempo, o título do vapor aumenta de 81,3 para 91,5% (em outras palavras, o conteúdo de umidade diminui de 18,7 para 8,5%).

(*c*) O estado 1 permanece igual neste caso, mas os outros estados mudam. As entalpias no estado 2 (15 MPa e $s_2 = s_1$), no estado 3 (15 MPa e 600 °C) e no estado 4 (10 kPa e $s_4 = s_3$) são determinadas de modo semelhante por

$$h_2 = 206{,}95 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 3.583{,}1 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2.115{,}3 \text{ kJ/kg} \qquad (x_4 = 0{,}804)$$

Assim,

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = 3.583{,}1 - 206{,}95 = 3.376{,}2 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{sai} = h_4 - h_1 = 2.115{,}3 - 191{,}81 = 1.923{,}5 \text{ kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{1.923{,}5 \text{ kJ/kg}}{3.376{,}2 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}430 \text{ ou } 43{,}0\%}$$

Discussão A eficiência térmica aumenta de 37,3 para 43,0% como resultado da elevação da pressão na caldeira de 3 MPa para 15 MPa, mantendo a temperatura na entrada da turbina em 600 °C. Ao mesmo tempo, porém, o título do vapor diminui de 91,5 para 80,4% (em outras palavras, o conteúdo de umidade aumenta de 8,5 para 19,6%).

10–5 O CICLO DE RANKINE IDEAL COM REAQUECIMENTO

Observamos na última seção que o aumento da pressão da caldeira aumenta a eficiência térmica do ciclo de Rankine, mas também aumenta o conteúdo de umidade do vapor até níveis inaceitáveis. Então, é natural que a seguinte pergunta seja feita:

Como poderíamos tirar vantagem da elevada eficiência decorrente de uma alta pressão na caldeira sem enfrentar o problema da umidade excessiva nos últimos estágios da turbina?

Duas possibilidades surgem:

1. Superaquecer o vapor a temperaturas muito altas antes que ele entre na turbina. Essa seria uma solução desejável, uma vez que a temperatura média na qual o calor é fornecido também aumentaria, aumentando a eficiência do ciclo. Essa, porém, não é uma solução viável, uma vez que exige o aumento da temperatura do vapor até níveis que não são metalurgicamente seguros.

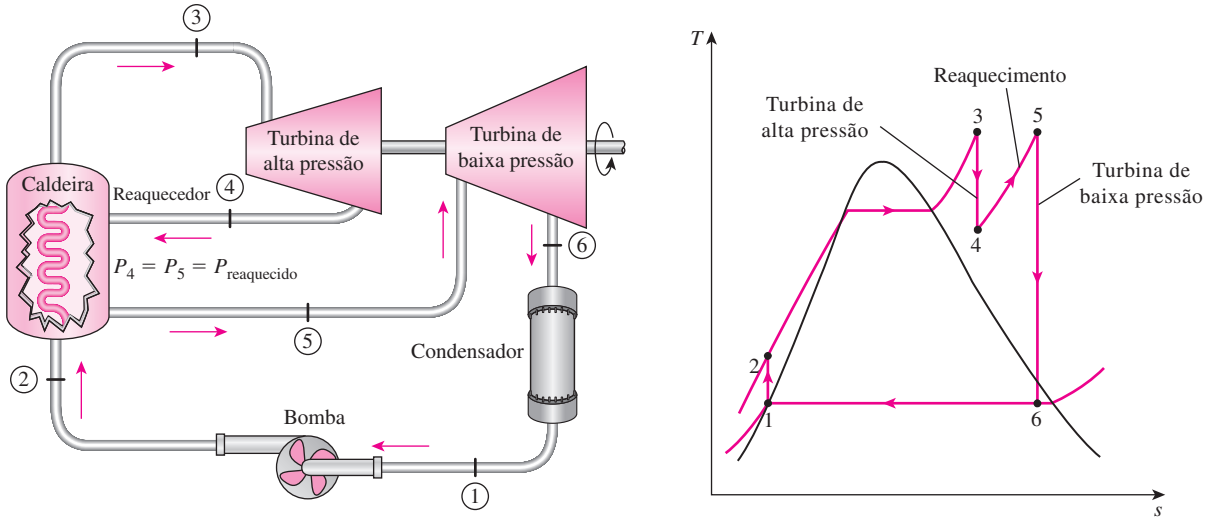


FIGURA 10–11 O ciclo de Rankine ideal com reaquecimento.

2. Expandir o vapor da turbina em dois estágios, e reaquecê-lo entre eles. Em outras palavras, modificar o ciclo de Rankine ideal com um processo de **reaquecimento**. O reaquecimento é uma solução prática para o problema de umidade excessiva nas turbinas, e é normalmente utilizado nas usinas a vapor modernas.

O diagrama *T-s* do ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e a representação esquemática da usina de potência operando nesse ciclo são mostrados na Fig. 10–11. O ciclo de Rankine ideal com reaquecimento difere do ciclo de Rankine simples ideal, pois o processo de expansão ocorre em dois estágios. No primeiro estágio (a turbina de alta pressão), o vapor é expandido de forma isentrópica até uma pressão intermediária e enviado novamente para a caldeira na qual é reaquecido a pressão constante, geralmente até a temperatura de entrada do primeiro estágio da turbina. Em seguida, o vapor se expande isentropicamente no segundo estágio (a turbina de baixa pressão) até a pressão do condensador. Dessa maneira, o fornecimento total de calor e a produção total de trabalho nas turbinas para um ciclo com reaquecimento tornam-se

$$q_{\text{ent}} = q_{\text{primário}} + q_{\text{reaquecido}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \qquad \textbf{(10–12)}$$

e

$$w_{\text{turb, sai}} = w_{\text{turb, I}} + w_{\text{turb, II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \qquad \textbf{(10–13)}$$

A incorporação de um único reaquecimento em uma usina moderna aumenta a eficiência do ciclo em 4 a 5%, pelo aumento da temperatura média na qual o calor é transferido para o vapor.

É possível aumentar a temperatura média durante o processo de reaquecimento, aumentando o número de estágios de expansão e reaquecimento. À medida que se aumenta o número de estágios, os processos de expansão e reaquecimento se aproximam de um processo isotérmico à temperatura máxima, como mostra a Fig. 10–12. Entretanto, o uso de mais de dois estágios de reaquecimento não é prático. O aumento teórico da eficiência devido ao segundo reaquecimento é cerca de metade do aumento resultante de um único reaquecimento. Se a pressão de entrada da turbina não for suficientemente alta, um reaquecimento duplo resultaria em descarga da turbina superaquecida. Isso não é desejável, pois aumentaria a temperatura

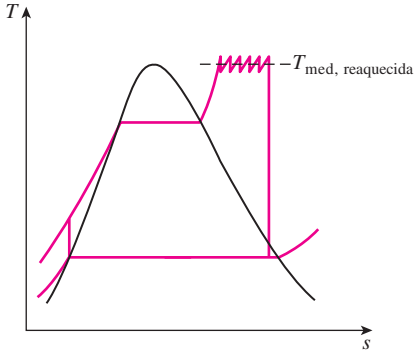


FIGURA 10–12 A temperatura média na qual o calor é transferido durante o reaquecimento aumenta com um maior número de estágios de reaquecimento.

média da rejeição de calor e, portanto, diminuiria a eficiência do ciclo. Assim, o reaquecimento duplo só é utilizado nas usinas com pressão supercrítica ($P > 22{,}06$ MPa). Um terceiro estágio de reaquecimento aumentaria a eficiência do ciclo em cerca de metade do aperfeiçoamento atingido pelo segundo reaquecimento. Esse ganho é pequeno demais para justificar o custo e a complexidade adicionais.

O ciclo com reaquecimento foi introduzido na metade dos anos 1920, mas foi abandonado nos anos 1930 por conta de dificuldades operacionais. Com o aumento contínuo das pressões na caldeira ao longo dos anos, a reintrodução do reaquecimento simples foi necessária no final dos anos 1940, assim como o reaquecimento duplo foi necessário no início dos anos 1950.

As temperaturas de reaquecimento são muito próximas ou iguais à temperatura de entrada da turbina. A pressão ótima de reaquecimento é de cerca de um quarto da pressão máxima do ciclo. Por exemplo, a pressão ideal de reaquecimento para um ciclo com uma pressão de 12 MPa no interior da caldeira é de aproximadamente 3 MPa.

Lembre-se de que a única finalidade do ciclo com reaquecimento é reduzir o conteúdo de umidade do vapor nos estágios finais do processo de expansão. Se tivéssemos materiais que resistissem de forma satisfatória a altas temperaturas, não haveria necessidade do ciclo com reaquecimento.

EXEMPLO 10–4 O ciclo de Rankine ideal com reaquecimento

Considere uma usina a vapor que opera segundo o ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. O vapor entra na turbina de alta pressão a 15 MPa e 600 °C e é condensado no condensador a uma pressão de 10 kPa. Considerando que o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina de baixa pressão não deve exceder 10,4%, determine (*a*) a pressão na qual o vapor deve ser reaquecido e (*b*) a eficiência térmica do ciclo. Considere que o vapor é reaquecido até a mesma temperatura de entrada da turbina de alta pressão.

SOLUÇÃO Uma usina a vapor que opera no ciclo de Rankine ideal com reaquecimento é considerada. Considerando um conteúdo de umidade especificado na saída da turbina, a pressão de reaquecimento e a eficiência térmica devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A usina opera em regime permanente. **2** As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

Análise A representação esquemática da usina e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–13. Observamos que a usina opera segundo o ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. Assim, a bomba e as turbinas são isentrópicas, não há queda de pressão na caldeira e no condensador, e o vapor deixa o condensador e entra na bomba como líquido saturado à pressão do condensador.

(*a*) A pressão de reaquecimento é determinada com base no requisito de que as entropias nos estados 5 e 6 sejam iguais:

Estado 6: $P_6 = 10$ kPa

$x_6 = 0{,}896 \quad$ (mistura sat.)

$$s_6 = s_l + x_6 s_{lv} = 0{,}6492 + 0{,}896(7{,}4996) = 7{,}3688 \text{ kJ/kg·K}$$

Da mesma forma,

$$h_6 = h_l + x_6 h_{lv} = 191{,}81 + 0{,}896(2.392{,}1) = 2.335{,}1 \text{ kJ/kg}$$

Assim,

Estado 5: $T_5 = 600$ °C, $s_5 = s_6$ $\Rightarrow$ $P_5 = \mathbf{4{,}0\ MPa}$, $h_5 = 3.674{,}9$ kJ/kg

(*continua*)

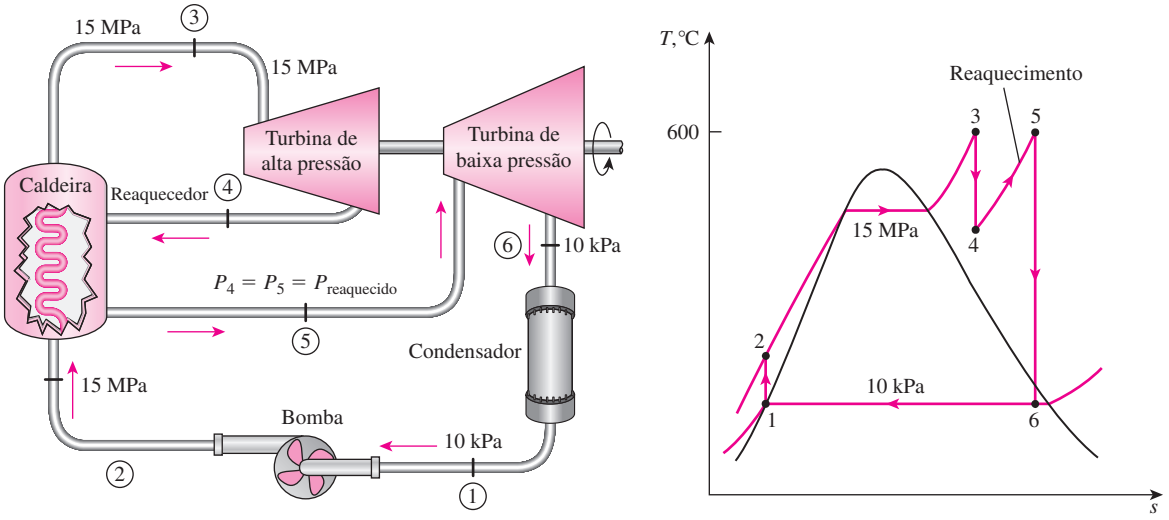


FIGURA 10–13 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 10–4.

(*continuação*)

Portanto, o vapor deve ser reaquecido a uma pressão de 4 MPa ou menor para evitar um conteúdo de umidade acima de 10,4%.

(*b*) Para determinarmos a eficiência térmica, precisamos conhecer as entalpias de todos os outros estados:

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, Líquido sat. $\Rightarrow$ $h_1 = h_{l\,@\,10\,kPa} = 191{,}81$ kJ/kg, $v_1 = v_{l\,@\,10\,kPa} = 0{,}00101$ m³/kg

Estado 2: $P_2 = 15$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{bomba,\,ent} = v_1(P_2 - P_1) = (0{,}00101\ \text{m}^3/\text{kg}) \times [(15.000 - 10)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 15{,}14\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_1 + w_{bomba,\,ent} = (191{,}81 + 15{,}14)\ \text{kJ/kg} = 206{,}95\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 15$ MPa, $T_3 = 600$ °C $\Rightarrow$ $h_3 = 3.583{,}1$ kJ/kg, $s_3 = 6{,}6796$ kJ/kg·K

Estado 4: $P_4 = 4$ MPa, $s_4 = s_3$ $\Rightarrow$ $h_4 = 3.155{,}0$ kJ/kg, $(T_4 = 375{,}5\ °\text{C})$

Assim,

$$q_{ent} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$
$$= (3.583{,}1 - 206{,}95)\ \text{kJ/kg} + (3.674{,}9 - 3.155{,}0)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 3.896{,}1\ \text{kJ/kg}$$
$$q_{sai} = h_6 - h_1 = (2.335{,}1 - 191{,}81)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 2.143{,}3\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{2.143{,}3 \text{ kJ/kg}}{3.896{,}1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}450 \text{ ou } 45{,}0\%}$$

Discussão Este problema foi resolvido no Exemplo 10–3*c* para os mesmos limites de pressão e temperatura, mas sem o processo de reaquecimento. Uma comparação entre os dois resultados revela que o reaquecimento reduz o conteúdo de umidade de 19,6 para 10,4%, aumentando a eficiência térmica de 43 para 45%.

10–6 CICLO DE RANKINE REGENERATIVO IDEAL

Um exame cuidadoso do diagrama *T-s* do ciclo de Rankine redesenhado na Fig. 10–14 revela que calor é transferido para o fluido de trabalho durante o processo 2-2' a uma temperatura relativamente baixa. Isso diminui a temperatura média do processo de fornecimento de calor e, portanto, a eficiência do ciclo.

Para minimizarmos esse problema, procuramos modos de aumentar a temperatura do líquido que sai da bomba (chamado de *água de alimentação*) antes que ele entre na caldeira. Uma possibilidade seria transferir calor do vapor que está se expandindo na turbina para a água de alimentação que escoaria em contracorrente em um trocador de calor construído dentro da turbina, ou seja, efetuar uma **regeneração**. Entretanto, essa solução não é prática porque é difícil projetar tal trocador de calor, e também porque ela aumentaria o conteúdo de umidade do vapor nos últimos estágios da turbina.

Um processo prático de regeneração nas usinas de potência a vapor de água é realizado pela extração do vapor da turbina em diversos pontos. Esse vapor, que poderia ter produzido mais trabalho se completasse a expansão dentro da turbina, é antes usado para aquecer a água de alimentação. O dispositivo no qual a água de alimentação é aquecida por regeneração chama-se **regenerador**, ou **aquecedor de água de alimentação (AAA)**.

A regeneração não apenas melhora a eficiência do ciclo, mas também oferece um meio conveniente de desaerar a água de alimentação (remover o ar que se infiltra no condensador) para evitar corrosão da caldeira. Ela também ajuda a reduzir a grande vazão volumétrica de vapor nos últimos estágios da turbina (devido aos altos volumes específicos a baixas pressões). Assim, a regeneração tem sido usada em todas as usinas a vapor modernas desde sua introdução no início dos anos 1920.

Basicamente, um aquecedor de água de alimentação é um trocador de calor no qual o calor é transferido do vapor para a água de alimentação, seja com a mistura de duas correntes de fluido (aquecedores de água de alimentação abertos) ou sem (aquecedores de água de alimentação fechados). A regeneração com ambos os tipos de aquecedores de água de alimentação é discutida a seguir.

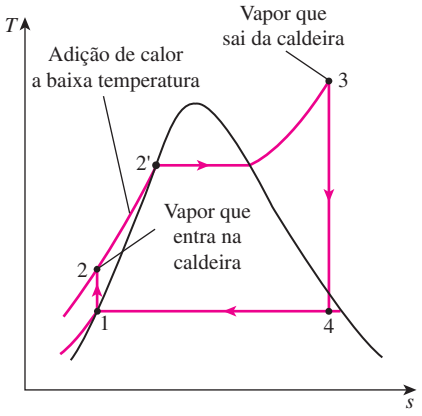


FIGURA 10–14 A primeira parte do processo de fornecimento de calor na caldeira ocorre a temperaturas relativamente baixas.

Aquecedores de água de alimentação abertos

Um **aquecedor de água de alimentação aberto** (ou **de contato direto**) é basicamente uma *câmara de mistura*, onde o vapor extraído da turbina se mistura à água de alimentação que sai da bomba. Idealmente, a mistura sai do aquecedor como líquido saturado à pressão do aquecedor. A representação esquemática de uma usina de potência a vapor com um aquecedor de água de alimentação aberto e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–15.

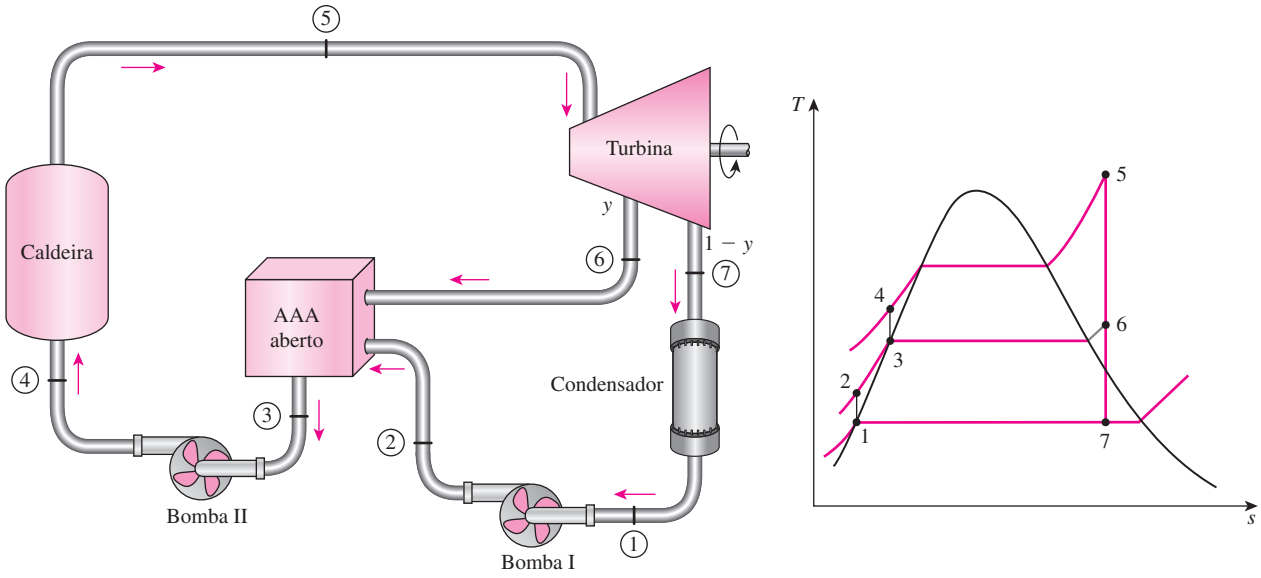


FIGURA 10–15 O ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação aberto.

Em um ciclo de Rankine regenerativo ideal, vapor entra na turbina à pressão da caldeira (estado 5) e se expande de forma isentrópica até uma pressão intermediária (estado 6). Parte do vapor é extraída nesse estado e direcionada para o aquecedor de água de alimentação, enquanto o restante do vapor continua se expandindo de forma isentrópica até a pressão do condensador (estado 7). A água deixa o condensador como líquido saturado à pressão do condensador (estado 1). Essa água condensada, também chamada de *água de alimentação*, entra em uma bomba isentrópica, na qual é comprimida até a pressão do aquecedor de água de alimentação (estado 2) e é direcionada para o aquecedor de água de alimentação, onde se mistura ao vapor extraído da turbina. A fração de vapor extraída é tal que a mistura sai do aquecedor como líquido saturado à pressão do aquecedor (estado 3). Uma segunda bomba eleva a pressão da água até a pressão da caldeira (estado 4). O ciclo se completa pelo aquecimento da água na caldeira até o estado de entrada da turbina (estado 5).

Na análise das usinas de potência a vapor é mais conveniente trabalhar com quantidades expressas por unidade de massa do vapor que escoa através da caldeira. Para cada 1 kg de vapor que sai da caldeira, y kg se expandem parcialmente na turbina e são extraídos no estado 6. Os $(1 - y)$kg restantes se expandem completamente até a pressão do condensador. Assim, os fluxos de massa são diferentes nos diferentes componentes. Se o fluxo de massa através da caldeira for $\dot{m}$, por exemplo, ele será $(1 - y)\dot{m}$ através do condensador. Esse aspecto do ciclo de Rankine regenerativo deve ser considerado na análise do ciclo, bem como na interpretação das áreas do diagrama *T-s*. De acordo com a Fig. 10–15, as interações de calor e trabalho de um ciclo de Rankine regenerativo com um aquecedor de água de alimentação devem ser expressas por unidade de massa do vapor que escoa através da caldeira da seguinte maneira:

$$q_{\text{ent}} = h_5 - h_4 \tag{10–14}$$

$$q_{\text{sai}} = (1 - y)(h_7 - h_1) \tag{10–15}$$

$$w_{\text{turb, sai}} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \tag{10–16}$$

$$w_{\text{bomba, ent}} = (1 - y)w_{\text{bomba I, ent}} + w_{\text{bomba II, ent}} \tag{10–17}$$

onde

$$y = \dot{m}_6/\dot{m}_5 \qquad \text{(fração de vapor extraído)}$$

$$w_{\text{bomba I, ent}} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{\text{bomba II, ent}} = v_3(P_4 - P_3)$$

A eficiência térmica do ciclo de Rankine aumenta como resultado da regeneração. Isso acontece porque a regeneração eleva a temperatura média na qual o calor é transferido para o vapor da caldeira, elevando a temperatura da água antes que ela entre na caldeira. A eficiência do ciclo aumenta ainda mais à medida que o número de aquecedores de água de alimentação aumenta. Várias grandes usinas em operação hoje em dia possuem até oito aquecedores de água de alimentação. O número ideal de aquecedores de água de alimentação é determinado por considerações econômicas. O uso de um aquecedor adicional de água de alimentação não pode ser justificado, a menos que ele economize no custo de combustível mais do que seu próprio custo.

Aquecedores de água de alimentação fechados

Outro tipo de aquecedor de água de alimentação muito usado em usinas a vapor é o **aquecedor de água de alimentação fechado**, no qual o calor é transferido do vapor extraído da turbina para a água de alimentação sem que ocorra qualquer processo de mistura. As duas correntes podem agora estar a pressões diferentes, uma vez que não se misturam. A representação esquemática de uma usina de potência a vapor com um aquecedor de água de alimentação fechado e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–16. Em um aquecedor de água de alimentação fechado ideal, a água de alimentação é aquecida até a temperatura de saída do vapor extraído, que idealmente deixa o aquecedor como líquido saturado à pressão de extração. Nas usinas de potência reais, a água de alimentação sai do aquecedor abaixo da temperatura de saída do vapor extraído, porque é necessária uma diferença

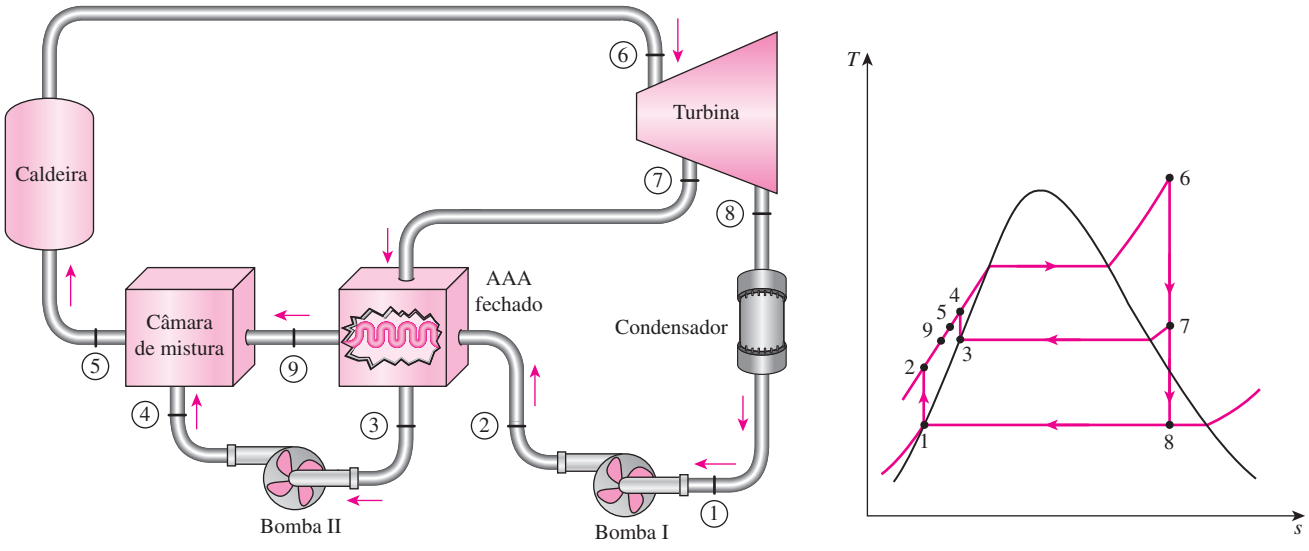


FIGURA 10–16 O ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação fechado.

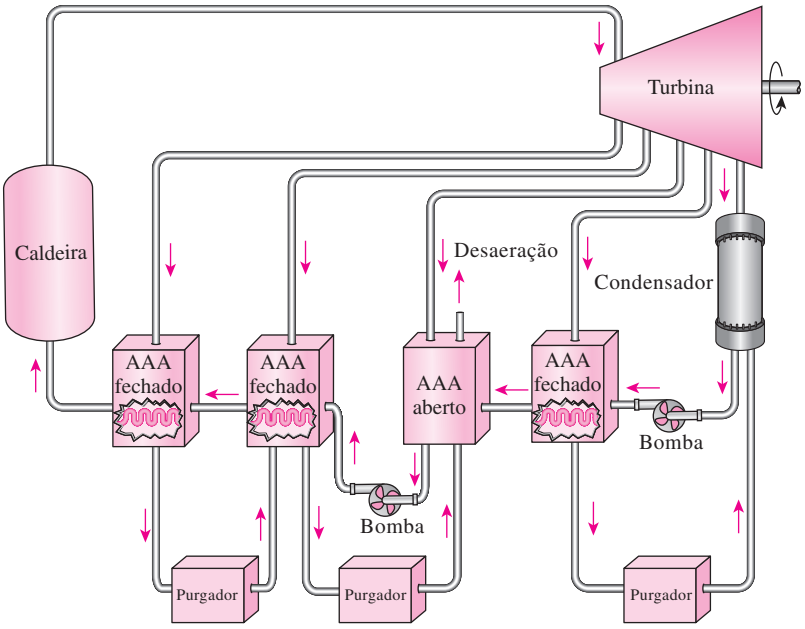


FIGURA 10–17 Uma usina de potência a vapor com um aquecedor de água de alimentação aberto e três fechados.

de temperatura de pelo menos alguns graus para que aconteça uma transferência de calor efetiva.

O vapor condensado é então bombeado para a linha da água de alimentação ou direcionado para outro aquecedor ou ainda para o condensador por meio de um dispositivo chamado de **purgador**. Um purgador permite que o líquido seja estrangulado para uma pressão mais baixa, mas impede o escoamento do vapor. A entalpia permanece constante durante esse processo de estrangulamento.

Podemos fazer uma comparação entre os aquecedores de água de alimentação abertos e fechados. Os aquecedores de água de alimentação abertos são simples e baratos, além de apresentarem boas características de transferência de calor. Eles também trazem a água de alimentação até um estado de saturação, mas para cada aquecedor é necessária uma bomba para processar a água de alimentação. Os aquecedores de água de alimentação fechados são mais complexos por causa da tubulação interna e, portanto, são mais caros. A transferência de calor em aquecedores de água de alimentação fechados também é menos efetiva, uma vez que as duas correntes não entram em contato direto. Entretanto, os aquecedores de água de alimentação fechados não exigem uma bomba separada para cada aquecedor, uma vez que o vapor extraído e a água de alimentação podem estar a pressões diferentes. A maioria das usinas a vapor utiliza uma combinação entre aquecedores de água de alimentação abertos e fechados, como mostra a Fig. 10–17.

EXEMPLO 10–5 O ciclo de Rankine regenerativo ideal

Considere uma usina de potência a vapor de água que opera segundo o ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação aberto. Vapor entra na turbina a 15 MPa e 600 °C e é condensado no condensador à pressão de 10 kPa. Parte do vapor deixa a turbina a uma pressão de 1,2 MPa e entra no aquecedor

de água de alimentação aberto. Determine a fração de vapor extraída da turbina e a eficiência térmica do ciclo.

SOLUÇÃO Uma usina de vapor opera no ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação aberto. A fração de vapor extraída da turbina e a eficiência térmica devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A usina opera em regime permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise A representação esquemática da usina e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–18. Observamos que a usina opera segundo o ciclo de Rankine regenerativo ideal. Assim, as bombas e turbinas são isentrópicas; não há quedas de pressão na caldeira, no condensador e no aquecedor de água de alimentação, e o vapor sai do condensador e do aquecedor de água de alimentação como líquido saturado. Em primeiro lugar, determinamos as entalpias nos diversos estados:

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, Líquido sat. $\Rightarrow$ $h_1 = h_{l\ @\ 10\ \text{kPa}} = 191{,}81$ kJ/kg, $v_1 = v_{l\ @\ 10\ \text{kPa}} = 0{,}00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 1{,}2$ MPa

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{bomba I, ent}} = v_1(P_2 - P_1) = (0{,}00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1.200 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 1{,}20\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba I, ent}} = (191{,}81 + 1{,}20)\ \text{kJ/kg} = 193{,}01\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 1{,}2$ MPa, Líquido sat. $\Rightarrow$ $v_3 = v_{l\ @\ 1{,}2\ \text{MPa}} = 0{,}001138\ \text{m}^3/\text{kg}$, $h_3 = h_{l\ @\ 1{,}2\ \text{MPa}} = 798{,}33$ kJ/kg

(*continua*)

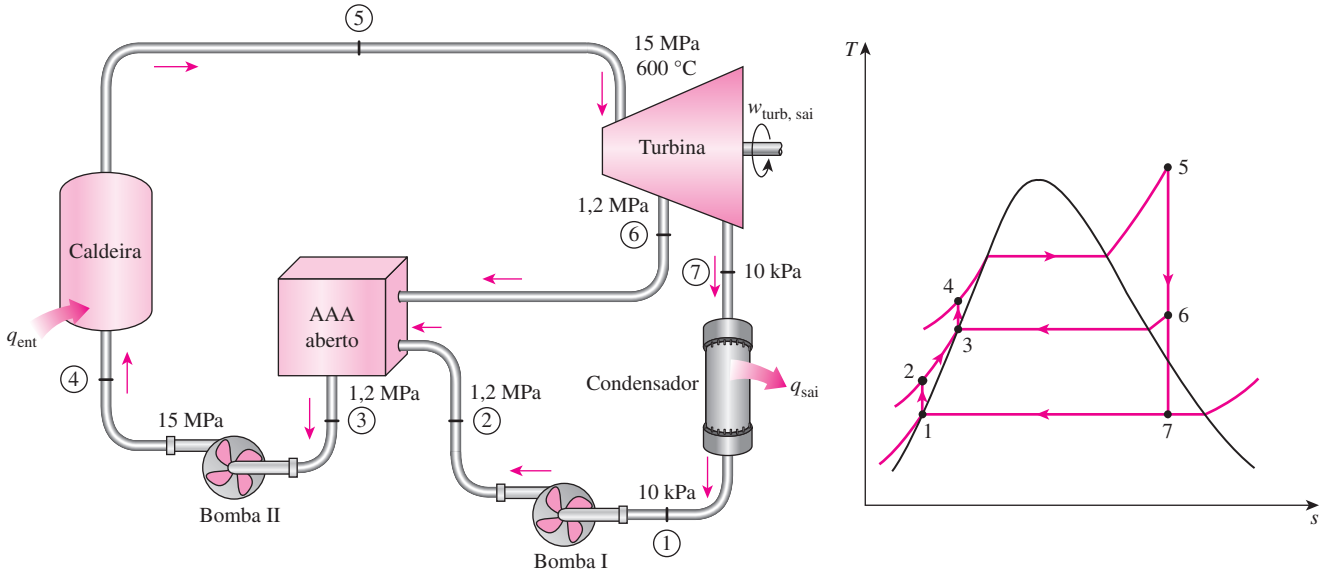


FIGURA 10–18 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 10–5.

(*continuação*)

Estado 4: $P_4 = 15$ MPa

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{bomba II, ent}} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$= (0{,}001138\ \text{m}^3/\text{kg})[(15.000 - 1.200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15{,}70\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{bomba II, ent}} = (798{,}33 + 15{,}70)\ \text{kJ/kg} = 814{,}03\ \text{kJ/kg}$$

Estado 5: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_5 = 3.583{,}1$ kJ/kg, $s_5 = 6{,}6796$ kJ/kg·K

Estado 6: $P_6 = 1{,}2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Rightarrow$ $h_6 = 2.860{,}2$ kJ/kg, $(T_6 = 218{,}4\ ^\circ\text{C})$

Estado 7: $P_7 = 10$ kPa

$$s_7 = s_5 \quad x_7 = \frac{s_7 - s_l}{s_{lv}} = \frac{6{,}6796 - 0{,}6492}{7{,}4996} = 0{,}8041$$

$$h_7 = h_l + x_7 h_{lv} = 191{,}81 + 0{,}8041(2.392{,}1) = 2.115{,}3\ \text{kJ/kg}$$

A análise energética dos aquecedores de água de alimentação abertos é idêntica à análise energética das câmaras de mistura. Os aquecedores de água de alimentação geralmente são bem isolados ($\dot{Q} = 0$) e não envolvem nenhuma interação de trabalho ($\dot{W} = 0$). Desprezando as energias cinética e potencial das correntes, o balanço de energia para o aquecedor de água de alimentação se reduz a

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}} \longrightarrow \sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \sum_{\text{sai}} \dot{m}h$$

ou

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

onde y é a fração de vapor extraída da turbina ($= \dot{m}_6/\dot{m}_5$). Resolvendo para y e substituindo os valores das entalpias, temos

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798{,}33 - 193{,}01}{2.860{,}2 - 193{,}01} = \mathbf{0{,}2270}$$

Assim,

$$q_{\text{ent}} = h_5 - h_4 = (3.583{,}1 - 814{,}03)\ \text{kJ/kg} = 2.769{,}1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{sai}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0{,}2270)(2.115{,}3 - 191{,}81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1.486{,}9\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{sai}}}{q_{\text{ent}}} = 1 - \frac{1.486{,}9\ \text{kJ/kg}}{2.769{,}1\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}463\ ou\ 46{,}3\%}$$

Discussão Este problema foi resolvido no Exemplo 10–3*c* para os mesmos limites de pressão e temperatura, mas sem o processo de regeneração. Uma comparação entre os dois resultados revela que a eficiência térmica do ciclo aumentou de 43 para 46,3% como resultado da regeneração. O trabalho líquido diminuiu em 171 kJ/kg, mas o consumo de calor diminuiu em 607 kJ/kg, o que resulta em um aumento líquido da eficiência térmica.

EXEMPLO 10–6 Ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração

Considere uma usina de potência a vapor de água que opera segundo um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração. Vapor entra na turbina a 15 Mpa e 600 °C, e é condensado no condensador à pressão de 10 kPa. Parte do vapor é extraído da turbina a 4 MPa para o aquecedor de água de alimentação fechado, e o vapor restante é reaquecido à mesma pressão até 600 °C. O vapor extraído é condensado completamente no aquecedor e bombeado até 15 MPa antes de se misturar à água de alimentação à mesma pressão. Vapor para o aquecedor de água de alimentação aberto é extraído da turbina de baixa pressão a 0,5 MPa. Determine as frações de vapor extraídas da turbina, bem como a eficiência térmica do ciclo.

SOLUÇÃO Uma usina de potência a vapor de água opera em um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração com um aquecedor de água de alimentação aberto, um aquecedor de água de alimentação fechado e um reaquecedor. As frações de vapor extraídas da turbina e a eficiência térmica devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A usina opera em regime permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** Nos dois aquecedores de água de alimentação, a água de alimentação é aquecida até a temperatura de saturação na pressão do aquecedor de água de alimentação. (Observe que esta é uma hipótese conservativa, uma vez que o vapor extraído entra no aquecedor de água de alimentação fechado a 376 °C e a temperatura de saturação na pressão de 4 MPa do aquecedor de alimentação fechado é de 250 °C.)

Análise A representação esquemática da usina e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–19. A usina opera em um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração, e portanto as bombas e as turbinas são isentrópicas; não há nenhuma queda de pressão na caldeira, no reaquecedor, no condensador e nos aquecedores de água de alimentação. Além disso, o vapor deixa o condensador e os aquecedores de água de alimentação como líquido saturado.

As entalpias nos diversos estados e os trabalhos das bombas por unidade de massa do fluido que escoa através delas são

$$h_1 = 191{,}81\ \text{kJ/kg} \qquad h_9 = 3.155{,}0\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = 192{,}30\ \text{kJ/kg} \qquad h_{10} = 3.155{,}0\ \text{kJ/kg}$$
$$h_3 = 640{,}09\ \text{kJ/kg} \qquad h_{11} = 3.674{,}9\ \text{kJ/kg}$$
$$h_4 = 643{,}92\ \text{kJ/kg} \qquad h_{12} = 3.014{,}8\ \text{kJ/kg}$$
$$h_5 = 1.087{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad h_{13} = 2.335{,}7\ \text{kJ/kg}$$
$$h_6 = 1.087{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba I, ent}} = 0{,}49\ \text{kJ/kg}$$
$$h_7 = 1.101{,}2\ \text{kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba II, ent}} = 3{,}83\ \text{kJ/kg}$$
$$h_8 = 1.089{,}8\ \text{kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba III, ent}} = 13{,}77\ \text{kJ/kg}$$

As frações de vapor extraídas são determinadas por meio dos balanços de massa e de energia aplicados aos aquecedores de água de alimentação:

Aquecedor de água de alimentação fechado:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$
$$yh_{10} + (1 - y)h_4 = (1 - y)h_5 + yh_6$$
$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1.087{,}4 - 643{,}92}{(3.155{,}0 - 1.087{,}4) + (1.087{,}4 - 643{,}92)} = \mathbf{0{,}1766}$$

(*continua*)

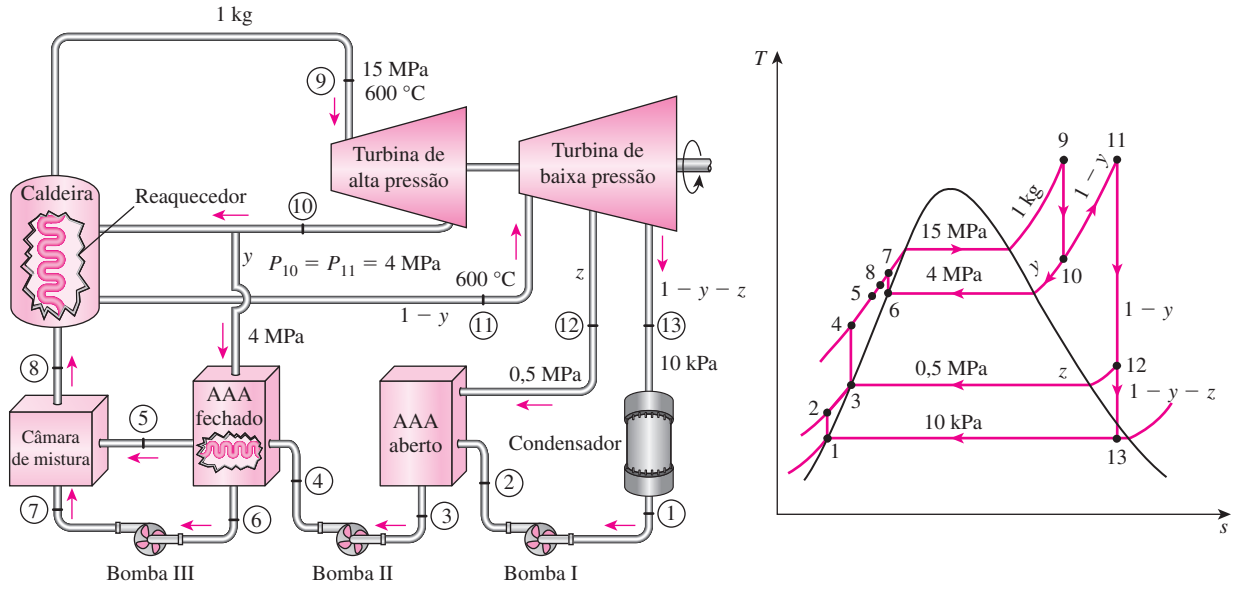


FIGURA 10–19 Esquema e diagrama *T*-*s* para o Exemplo 10–6.

(continuação)

Aquecedor de água de alimentação aberto:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0{,}1766)(640{,}09 - 192{,}30)}{3014{,}8 - 192{,}30} = \mathbf{0{,}1306}$$

A entalpia do estado 8 é determinada pela aplicação dos balanços de massa e de energia à câmara de mistura, que é considerada isolada:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0{,}1766)(1.087{,}4)\ \text{kJ/kg} + 0{,}1766(1.101{,}2)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1.089{,}8\ \text{kJ/kg}$$

Assim,

$$q_{ent} = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$

$$= (3.583{,}1 - 1.089{,}8)\ \text{kJ/kg} + (1 - 0{,}1766)(3.674{,}9 - 3.155{,}0)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 2.921{,}4\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{sai} = (1 - y - z)(h_{13} - h_1)$$

$$= (1 - 0{,}1766 - 0{,}1306)(2.335{,}7 - 191{,}81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1.485{,}3\ \text{kJ/kg}$$

e

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{1.485{,}3\ \text{kJ/kg}}{2.921{,}4\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}492\ ou\ 49{,}2\%}$$

Discussão Este problema foi resolvido no Exemplo 10–4 para os mesmos limites de pressão e temperatura com reaquecimento, mas sem o processo de regeneração. Uma comparação entre os dois resultados revela que a eficiência térmica do ciclo foi aumentada de 45 para 49,2% como resultado da regeneração.

A eficiência térmica desse ciclo também poderia ser determinada por meio de

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = \frac{w_{turb,\,sai} - w_{bomba,\,ent}}{q_{ent}}$$

onde

$$w_{turb,\,sai} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{bomba,\,ent} = (1 - y - z)w_{bomba\ I,\,ent} + (1 - y)w_{bomba\ II,\,ent} + (y)w_{bomba\ III,\,ent}$$

Além disso, se admitíssemos que a água de alimentação sai do AAA fechado como líquido saturado a 15MPa (e assim, $T_5 = 342\ ^\circ\text{C}$ e $h_5 = 1.610{,}3$ kJ/kg), é possível mostrar que a eficiência térmica seria de 50,6%.

10–7 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI PARA OS CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR

O ciclo ideal de Carnot é um *ciclo totalmente reversível* e, portanto, não envolve qualquer irreversibilidade. Os ciclos de Rankine ideais (simples, com reaquecimento ou regenerativo) são apenas *internamente reversíveis* e podem envolver irreversibilidades externas ao sistema, como transferência de calor com diferença de temperaturas finita. Uma análise de segunda lei para esses ciclos revela onde ocorrem as maiores irreversibilidades e quais são suas magnitudes.

Equações para a exergia e para a destruição da exergia considerando os sistemas com escoamento em regime permanente foram desenvolvidas no Cap. 8. A destruição da exergia para um sistema com escoamento em regime permanente pode ser expressa na forma de taxa como

$$\dot{X}_{destruída} = T_0 \dot{S}_{ger} = T_0(\dot{S}_{sai} - \dot{S}_{ent}) = T_0\left(\sum_{sai} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{sai}}{T_{f,\,sai}} - \sum_{ent} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{ent}}{T_{f,\,ent}}\right) \quad (\text{kW}) \qquad \textbf{(10–18)}$$

ou, por unidade de massa, para um dispositivo em regime permanente com corrente única como

$$x_{destruída} = T_0 s_{ger} = T_0\left(s_{sai} - s_{ent} + \frac{q_{sai}}{T_{f,\,sai}} - \frac{q_{ent}}{T_{f,\,ent}}\right) \quad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10–19)}$$

onde $T_{f,\,ent}$ e $T_{f,\,sai}$ são as temperaturas da fronteira do sistema onde o calor é transferido para dentro e para fora do sistema, respectivamente.

A destruição da exergia durante um *ciclo* depende da magnitude da transferência de calor com os reservatórios de alta e baixa temperaturas e de suas temperaturas. Ela pode ser expressa, por unidade de massa, como

$$x_{destruída} = T_0\left(\sum \frac{q_{sai}}{T_{f,\,sai}} - \sum \frac{q_{ent}}{T_{f,\,ent}}\right) \quad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10–20)}$$

Para um ciclo que envolve apenas a transferência de calor com uma fonte a T_H e um sumidouro a T_L, a destruição da exergia é:

$$x_{\text{destruída}} = T_0\left(\frac{q_{\text{sai}}}{T_L} - \frac{q_{\text{ent}}}{T_H}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10–21)}$$

A exergia de uma corrente de fluido ψ em qualquer estado pode ser determinada por

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10–22)}$$

onde o subscrito "0" denota o estado da vizinhança.

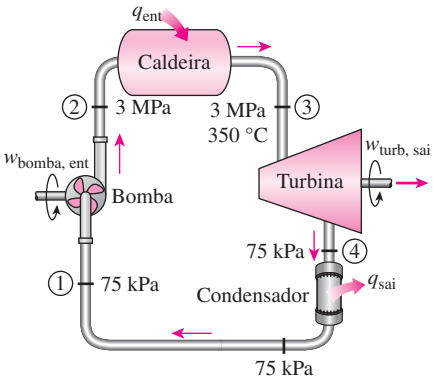


FIGURA 10–20 Esquema para o Exemplo 10–7.

EXEMPLO 10–7 Análise de segunda lei de um ciclo de Rankine ideal

Considere uma usina de potência a vapor operando em ciclo simples de Rankine ideal (Fig. 10–20). Vapor entra na turbina a 3Mpa e 350 °C, e é condensado no condensador a uma pressão de 75 kPa. Calor é fornecido ao vapor em uma fornalha mantida a 800 K, e é rejeitado para vizinhança a 300 K. Determine (*a*) a destruição da exergia associada com cada um dos processos e ao ciclo inteiro e (*b*) a eficiência de segunda lei deste ciclo.

SOLUÇÃO Uma usina de potência a vapor operando em ciclo simples de Rankine ideal é considerado. Para as temperaturas especificadas da fonte e do sumidouro, a destruição da exergia associada a esse ciclo e a eficiência de segunda lei devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A usina opera em regime permanente. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Consideramos a usina de potência, que faz fronteira com a fornalha na temperatura T_H e o ambiente na temperatura T_0, como o volume de controle. Este ciclo foi analisado no Exemplo 10–1 e diversas quantidades foram determinadas, a saber, $q_{\text{ent}} = 2.729$ kJ/kg, $w_{\text{bomba, ent}} = 3{,}0$ kJ/kg, $w_{\text{turb, sai}} = 713$ kJ/kg, $q_{\text{sai}} = 2.019$ kJ/kg e $\eta_t = 26{,}0\%$.

(*a*) Os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$) e, portanto, não envolvem nenhuma irreversibilidade interna ou externa, ou seja,

$$x_{\text{destruída, 12}} = \mathbf{0} \quad \text{e} \quad x_{\text{destruída, 34}} = \mathbf{0}$$

Os processos 2-3 e 4-1 são processos a pressão constante de fornecimento e rejeição de calor, respectivamente, e são reversíveis internamente. Mas o calor transferido entre o fluido de trabalho e a fonte ou o sumidouro ocorrem através de uma diferença de temperatura finita, tornando ambos os processos irreversíveis. A irreversibilidade associada a cada processo é determinada a partir da Eq. 10–19. A entropia do vapor em cada estado é determinada das tabelas de vapor:

$$s_2 = s_1 = s_{l\ @\ 75\ \text{kPa}} = 1{,}2132\ \text{kJ/kg·K}$$
$$s_4 = s_3 = 6{,}7450\ \text{kJ/kg·K} \qquad \text{(a 3 MPa, 350 °C)}$$

Assim,

$$x_{\text{destruída, 23}} = T_0\left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{ent, 23}}}{T_{\text{fonte}}}\right)$$
$$= (300\ \text{K})\left[(6{,}7450 - 1{,}2132)\ \text{kJ/kg·K} - \frac{2.729\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{636\ kJ/kg}$$

$$x_{\text{destruída, 41}} = T_0\left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{sai, 41}}}{T_{\text{fonte}}}\right)$$
$$= (300\ \text{K})\left[(1{,}2132 - 6{,}7450)\ \text{kJ/kg·K} + \frac{2.019\ \text{kJ/kg}}{300\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{360\ kJ/kg}$$

Portanto, a irreversibilidade do ciclo é

$$x_{\text{destruída, ciclo}} = x_{\text{destruída, 12}} + x_{\text{destruída, 23}} + x_{\text{destruída, 34}} + x_{\text{destruída, 41}}$$
$$= 0 + 636\ \text{kJ/kg} + 0 + 360\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{996\ kJ/kg}$$

A exergia total destruída durante o ciclo pode também ser determinada pela Eq. 10–21. Observe que a maior destruição da exergia do ciclo ocorre durante o processo de fornecimento de calor. Portanto, qualquer tentativa de reduzir a destruição da exergia deve começar com este processo. Ao aumentarmos a temperatura do vapor na entrada da turbina, por exemplo, reduziríamos a diferença de temperatura e, portanto, a destruição da exergia.

(*b*) A eficiência de segunda lei é definida como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{fornecida}}} = 1 - \frac{x_{\text{destruída}}}{x_{\text{fornecida}}}$$

Aqui a exergia fornecida é a exergia contida no calor fornecido ao vapor na caldeira (que é o seu potencial de trabalho) e na entrada da bomba, e a exergia recuperada é a potência de saída da turbina:

$$x_{\text{calor, ent}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)q_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{800\ \text{K}}\right)(2.729\ \text{kJ/kg}) = 1.706\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{fornecida}} = x_{\text{calor ,ent}} + x_{\text{bomba ,ent}} = 1.706 + 3{,}0 = 1.709\ \text{kJ/kg}$$
$$x_{\text{recuperada}} = w_{\text{turbina, sai}} = 713\ \text{kJ/kg}$$

Substituindo, a eficiência de segunda lei desta planta de potência é determinada por

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{fornecida}}} = \frac{713\ \text{kJ/kg}}{1.709\ \text{kJ/kg}} = 0{,}417 \quad \text{ou} \quad \mathbf{41{,}7\%}$$

Discussão A eficiência de segunda lei pode ser determinada usando os dados da destruição da exergia,

$$\eta_{\text{II}} = 1 - \frac{x_{\text{destruída}}}{x_{\text{fornecida}}} = 1 - \frac{996\ \text{kJ/kg}}{1.709\ \text{kJ/kg}} = 0{,}417 \ \text{ ou } \ 41{,}7\%$$

Além disso, o sistema considerado contém tanto a fornalha como o condensador, e portanto a destruição de exergia associada com a transferência de calor envolvendo esses dois é contabilizada.

10–8 COGERAÇÃO

Em todos os ciclos discutidos até agora, o único propósito era converter uma parte do calor transferido para o fluido em trabalho, que é a forma mais valiosa de energia. A parte restante do calor é rejeitada em rios, lagos, oceanos ou na atmosfera como calor indisponível, porque sua qualidade é muito baixa para ter alguma utilidade prática. O desperdício de uma grande quantidade de calor é um preço que

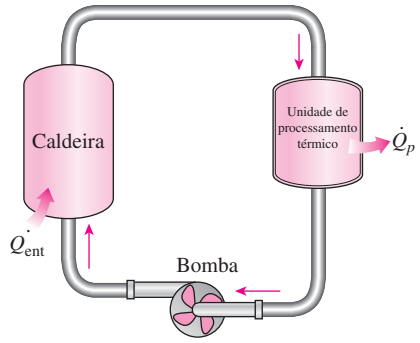


FIGURA 10–21 Uma usina simples de processamento térmico.

temos de pagar para produzir trabalho, porque o trabalho elétrico ou mecânico é a única forma de energia com a qual muitos dispositivos de engenharia (como um ventilador) podem operar.

Muitos sistemas ou dispositivos, porém, exigem energia na forma de calor, chamado de *calor de processo*. Algumas indústrias que dependem pesadamente de calor de processo são aquelas do setor químico e também as que produzem celulose e papel, as refinarias de petróleo, os fabricantes de aço, as processadoras de alimento e as indústrias têxteis. Nessas indústrias, o calor de processo geralmente é fornecido por vapor de água de 5 atm a 7 atm e de 150 °C a 200 °C (300 a 400 °F). Na maior parte das vezes, a energia é transferida para o vapor pela queima de carvão, óleo, gás natural ou outro combustível em uma fornalha.

Agora vamos examinar, mais detalhadamente, a operação de uma instalação que envolve processos térmicos. Desprezando quaisquer perdas de calor nas tubulações, todo o calor transferido para o vapor de água na caldeira é usado nas unidades de processamento térmico, como mostra a Fig. 10–21. Assim, o processamento térmico pode ser visto como uma operação perfeita que praticamente não desperdiça energia. Sob o ponto de vista da segunda lei, porém, as coisas não são tão perfeitas. A temperatura nas fornalhas geralmente é muito alta (em torno de 1.400 °C), e consequentemente a energia da fornalha tem qualidade muito alta. Essa energia de alta qualidade é transferida para a água para produzir vapor a cerca de 200 °C ou menos (um processo altamente irreversível), e associada a essa irreversibilidade obviamente há uma perda de exergia ou potencial de trabalho. Simplesmente não é sensato usar energia de alta qualidade para realizar uma tarefa que poderia ser efetuada com energia de baixa qualidade.

As indústrias que utilizam grandes quantidades de calor de processo também consomem uma grande quantidade de energia elétrica. Assim, do ponto de vista econômico e de engenharia faz sentido utilizar o já existente potencial de trabalho para produzir trabalho, em vez de deixar que ele seja desperdiçado. O resultado é uma instalação que produz eletricidade e ao mesmo tempo atende aos requisitos de calor de processo de determinados processos industriais. Tal instalação é chamada de *instalação de cogeração* ou *usina de cogeração.* Em geral, a **cogeração** é *a produção de mais de uma forma útil de energia (como calor de processo e energia elétrica) utilizando uma mesma fonte de energia.*

Tanto o ciclo de uma turbina a vapor (Rankine) ou um ciclo de uma turbina a gás (Brayton) ou mesmo um ciclo combinado (a ser discutido mais tarde) podem ser utilizados como ciclo de potência de uma usina de cogeração. A representação esquemática de uma usina de cogeração ideal com turbina a vapor é mostrada na Fig. 10–22. Digamos que essa usina deva fornecer calor de processo $\dot{Q}_p$ a 500 kPa a uma taxa de 100 kW. Para atender a essa demanda, o vapor é expandido na turbina a uma pressão de 500 kPa, produzindo potência a uma taxa de 20 kW. O fluxo de massa de vapor pode ser ajustado de forma que o vapor saia da unidade de processamento térmico como líquido saturado a 500 kPa. Em seguida, ele é bombeado até a pressão da caldeira e é aquecido nela até o estado 3. O trabalho da bomba em geral é muito pequeno e pode ser desprezado. Desprezando todas as perdas de calor, a taxa de consumo de calor da caldeira é determinada por meio de um balanço de energia de 120 kW.

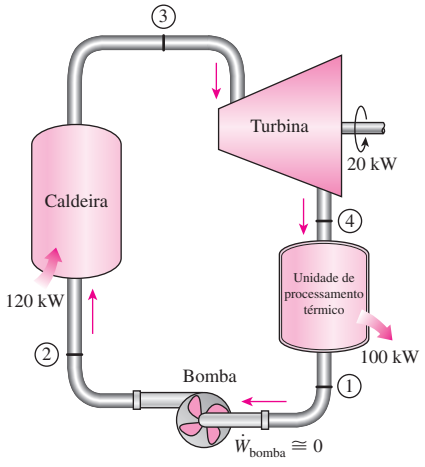


FIGURA 10–22 Uma usina de cogeração ideal.

Provavelmente, a mais interessante característica da usina de cogeração ideal com turbina de vapor mostrada na Fig. 10–22 seja a ausência de um condensador. Assim, nenhum calor é rejeitado dessa usina como calor indisponível. Em outras palavras, toda a energia transferida para o vapor da caldeira é utilizada como calor de processo ou energia elétrica. É apropriado definir um **fator de utilização** ε_u para a usina de cogeração como

$$\epsilon_u = \frac{\text{Trabalho líquido produzido + Calor de processo fornecido}}{\text{Calor total fornecido}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad \textbf{(10–23)}$$

ou

$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{sai}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad \textbf{(10–24)}$$

onde $\dot{Q}_{\text{sai}}$ representa o calor rejeitado no condensador. A rigor, $\dot{Q}_{\text{sai}}$ também inclui todas as perdas indesejáveis de calor da tubulação e de outros componentes, mas em geral elas são pequenas e podem ser desprezadas. Ele também inclui ineficiências de combustão, como combustão incompleta e perdas pelos gases da chaminé quando o fator de utilização é definido com base no poder calorífico do combustível. O fator de utilização da usina de cogeração ideal de turbina a vapor obviamente é de 100%. As usinas reais de cogeração têm fatores de utilização de até 80%. Algumas usinas de cogeração mais recentes têm fatores de utilização ainda mais altos.

Observe que, sem a turbina, precisaríamos fornecer calor ao vapor na caldeira a uma taxa de apenas 100 kW, e não 120 kW. Os 20 kW adicionais de calor fornecidos são convertidos em trabalho. Portanto, uma usina de cogeração é equivalente a uma instalação de processamento térmico combinada a uma usina de potência que tem eficiência térmica de 100%.

A usina de cogeração ideal de turbina de vapor descrita anteriormente não é prática porque não pode ajustar-se às variações de potência e de cargas térmicas. A representação esquemática de uma usina de cogeração mais prática (porém mais complexa) é mostrada na Fig. 10–23. Em operação normal, parte do vapor é extraído da turbina a uma pressão intermediária predeterminada P_6. O restante do vapor se expande até a pressão do condensador P_7 e, em seguida, é resfriado a pressão constante. O calor rejeitado no condensador representa o calor desperdiçado (indisponível) no ciclo.

Em épocas de grande demanda de calor de processo, todo o vapor é direcionado para as unidades de processamento térmico e nenhum para o condensador ($\dot{m}_7 = 0$). Desse modo, o calor desperdiçado é zero. Se isso não for suficiente, parte do vapor que sai da caldeira é estrangulado por uma válvula de expansão ou uma válvula redutora de pressão (VRP) até a pressão de extração P_6 e é direcionada para a unidade de processamento térmico. O máximo calor de processo é obtido quando todo o vapor que deixa a caldeira passa através da VRP ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). Desse modo nenhuma potência é produzida. Quando não há demanda por calor de processo, todo o vapor passa através da turbina e do condensador ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$) e a usina de cogeração opera como uma usina normal de potência a vapor. As taxas de fornecimento de calor, de rejeição de calor e de calor de processo, bem como a potência produzida por essa usina de cogeração, podem ser expressas como segue:

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad \textbf{(10–25)}$$

$$\dot{Q}_{\text{sai}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad \textbf{(10–26)}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad \textbf{(10–27)}$$

$$\dot{W}_{\text{turb}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad \textbf{(10–28)}$$

Sob condições ótimas, uma usina de cogeração simula a usina de cogeração ideal discutida anteriormente. Ou seja, todo o vapor se expande na turbina até a pressão de extração e segue para a unidade de processamento térmico. Nenhum vapor escoa pela VRP ou pelo condensador; portanto, nenhum calor é desperdiçado ($\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ e $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). Essa pode ser uma condição difícil de atingir na prática,

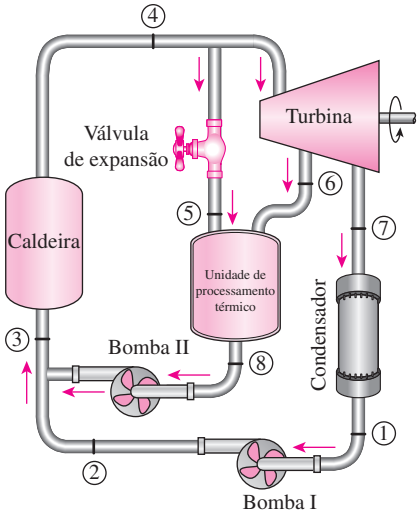


FIGURA 10–23 Uma usina de cogeração com cargas ajustáveis.

devido às variações constantes das cargas térmicas e de potência. Mas a usina deve ser projetada para que as condições ideais de operação sejam aproximadas na maior parte do tempo.

O uso da cogeração data do início do século passado, quando as usinas de potência estavam integradas a uma comunidade para fornecer aquecimento urbano, ou seja, aquecimento de ambientes, produção de água quente e fornecimento de calor de processo para instalações residenciais e comerciais. Os sistemas de aquecimento distritais perderam popularidade nos anos 1940 devido aos preços baixos dos combustíveis. Entretanto, a rápida elevação dos preços dos combustíveis nos anos 1970 criou interesse renovado no aquecimento urbano.

As usinas de cogeração provaram ser muito atrativas economicamente. Consequentemente, um número cada vez maior dessas usinas tem sido instalado nos últimos anos, e outras tantas estão sendo construídas.

EXEMPLO 10–8 Uma usina de cogeração ideal

Considere a usina de cogeração mostrada na Fig. 10–24. Vapor de água entra na turbina a 7 MPa e 500 °C. Parte do vapor é extraído da turbina a 500 kPa para processamento térmico. O vapor restante continua se expandindo até 5 kPa. Em seguida, o vapor é condensado a pressão constante e bombeado à pressão de caldeira, equivalente a 7 MPa. Em épocas de alta demanda por calor de processo, parte do vapor que sai da caldeira é estrangulada até 500 kPa e encaminhada para a unidade de processamento térmico. As frações de extração são ajustadas para que o vapor saia da unidade de processamento térmico como líquido saturado a 500 kPa. Posteriormente, ele é bombeado a 7 MPa. O fluxo de massa através da caldeira é de 15 kg/s. Desprezando as quedas de pressão e perdas de calor na tubulação e considerando que a turbina e as bombas são isentrópicas, determine (*a*) a taxa máxima com a qual o calor de processo pode ser fornecido, (*b*) a potência produzida e o fator de utilização quando nenhum calor de processo é fornecido e (*c*) a taxa com a qual calor de processo é fornecido quando 10% do vapor é extraído antes de entrar na turbina e 70% do vapor é extraído da turbina a 500 kPa para processamento térmico.

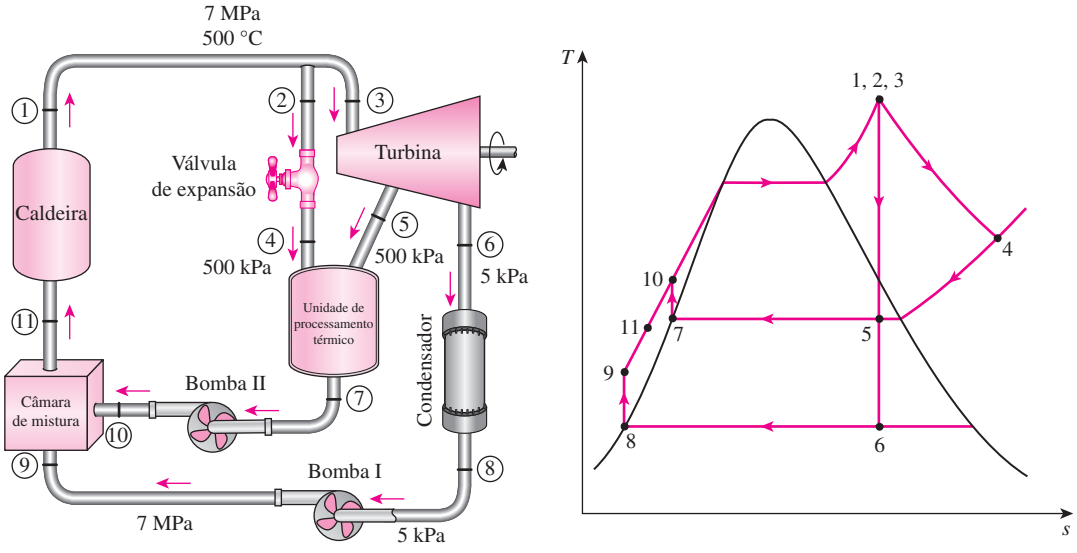


FIGURA 10–24 Esquema e diagrama *T-s* para o Exemplo 10–8.

SOLUÇÃO Uma usina de cogeração é considerada. Devem ser determinados a taxa máxima de fornecimento de calor ao processo, a potência produzida e o fator de utilização quando nenhum calor de processo é fornecido, além da taxa de fornecimento de calor de processo quando o vapor é extraído da linha de vapor e da turbina nas frações especificadas.

Hipóteses **1** A usina opera em regime permanente. **2** As quedas de pressão e perdas de calor na tubulação são desprezíveis. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise A representação esquemática da usina de cogeração e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 10–24. A usina opera segundo um ciclo ideal, e assim as bombas e a turbina são isentrópicas; não há quedas de pressão na caldeira, na unidade de processamento térmico e no condensador, e além disso e o vapor deixa o condensador e a unidade de processamento térmico como líquido saturado.

Os consumos de trabalho nas bombas e as entalpias nos diversos estados são os seguintes:

$$w_{\text{bomba I, ent}} = v_8(P_9 - P_8) = (0{,}001005\ \text{m}^3/\text{kg})[(7.000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7{,}03\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{bomba II, ent}} = v_7(P_{10} - P_7) = (0{,}001093\ \text{m}^3/\text{kg})[(7.000 - 500)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7{,}10\ \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3.411{,}4\ \text{kJ/kg}$$
$$h_5 = 2.739{,}3\ \text{kJ/kg}$$
$$h_6 = 2.073{,}0\ \text{kJ/kg}$$
$$h_7 = h_{l\ @\ 500\ \text{kPa}} = 640{,}09\ \text{kJ/kg}$$
$$h_8 = h_{l\ @\ 5\ \text{kPa}} = 137{,}75\ \text{kJ/kg}$$
$$h_9 = h_8 + w_{\text{bomba I, ent}} = (137{,}75 + 7{,}03)\ \text{kJ/kg} = 144{,}78\ \text{kJ/kg}$$
$$h_{10} = h_7 + w_{\text{bomba II, ent}} = (640{,}09 + 7{,}10)\ \text{kJ/kg} = 647{,}19\ \text{kJ/kg}$$

(*a*) A taxa máxima com a qual calor de processo é fornecido é atingida quando todo o vapor que sai da caldeira é estrangulado e enviado para a unidade de processamento térmico e nenhum é enviado para a turbina (ou seja, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s e $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$).
Assim,

$$\dot{Q}_{p,\,\text{max}} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15\ \text{kg/s})[(3.411{,}4 - 640{,}09)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{41.570\ kW}$$

O fator de utilização é de 100% neste caso, uma vez que nenhum calor é rejeitado no condensador, as perdas de calor da tubulação e de outros componentes são consideradas desprezíveis e as perdas na combustão são ignoradas.
(*b*) Quando nenhum calor de processo é fornecido, todo o vapor que sai da caldeira passa através da turbina e se expande até a pressão do condensador, que é de 5 kPa (ou seja, $\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s e $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). A potência máxima é produzida nesse modo e é determinada por

$$\dot{W}_{\text{turb, sai}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15\ \text{kg/s})[(3.411{,}4 - 2.073{,}0)\ \text{kJ/kg}] = 20.076\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{bomba, ent}} = (15\ \text{kg/s})(7{,}03\ \text{kJ/kg}) = 105\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{liq, sai}} = \dot{W}_{\text{turb, sai}} - \dot{W}_{\text{bomba, ent}} = (20.076 - 105)\ \text{kW} = 19.971\ \text{kW} \cong \mathbf{20{,}0\ MW}$$
$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15\ \text{kg/s})[(3.411{,}4 - 144{,}78)\ \text{kJ/kg}] = 48.999\ \text{kW}$$

(*continua*)

(*continuação*)
Assim,

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{liq}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{ent}}} = \frac{(19.971 + 0)\ \text{kW}}{48.999\ \text{kW}} = \mathbf{0{,}408\ ou\ 40{,}8\%}$$

Isto é, são utilizados 40,8% da energia para uma finalidade útil. Observe que neste caso o fator de utilização equivale à eficiência térmica.
(*c*) Desprezando as variações das energias cinética e potencial, um balanço de energia na unidade de processamento térmico resulta em

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$
$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p,\,\text{sai}} + \dot{m}_7 h_7$$

ou

$$\dot{Q}_{p,\,\text{sai}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

onde

$$\dot{m}_4 = (0{,}1)(15\ \text{kg/s}) = 1{,}5\ \text{kg/s}$$
$$\dot{m}_5 = (0{,}7)(15\ \text{kg/s}) = 10{,}5\ \text{kg/s}$$
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1{,}5 + 10{,}5 = 12\ \text{kg/s}$$

Assim,

$$\dot{Q}_{p,\,\text{sai}} = (1{,}5\ \text{kg/s})(3.411{,}4\ \text{kJ/kg}) + (10{,}5\ \text{kg/s})(2.739{,}3\ \text{kJ/kg}) - (12\ \text{kg/s})(640{,}09\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{26{,}2\ MW}$$

Discussão Observe que 26,2 MW do calor transferido serão utilizados na unidade de processamento térmico. Também poderíamos mostrar que 11 MW de potência são produzidos neste caso, e que o consumo de calor na caldeira é de 43 MW. Assim, o fator de utilização é de 86,5%.

10–9 CICLOS COMBINADOS GÁS-VAPOR

A busca contínua por eficiências térmicas mais altas resultou em modificações bastante inovadoras para as usinas de potência convencionais. O *ciclo binário a vapor* que será discutido mais à frente é uma dessas modificações. Uma modificação mais conhecida envolve um ciclo de potência a gás no topo de um ciclo de potência a vapor, que é chamado de **ciclo combinado gás-vapor** ou apenas **ciclo combinado**. O ciclo combinado de maior interesse é o ciclo de turbina a gás (Brayton) no topo de um ciclo de turbina a vapor (Rankine). Esse ciclo apresenta eficiência térmica mais alta que qualquer um dos ciclos executado individualmente.

Os ciclos de turbina a gás em geral operam em temperaturas consideravelmente mais altas que os ciclos a vapor de água. A temperatura máxima do fluido na entrada da turbina é de cerca de 620 °C (1.150 °F) para as usinas de potência a vapor modernas, mas ela está acima dos 1.425 °C (2.600 °F) para as usinas de turbina a gás. Na saída da câmara de combustão dos motores turbojato a temperatura está acima dos 1.500 °C. O uso de temperaturas mais altas nas turbinas a gás é possível pelos desenvolvimentos recentes nas áreas de resfriamento das

pás da turbina e seu revestimento com materiais resistentes a altas temperaturas, como os cerâmicos.

Devido à temperatura média mais alta com a qual o calor é fornecido, os ciclos de turbina a gás têm maior potencial para eficiências térmicas altas. Entretanto, os ciclos de turbina a gás têm uma desvantagem inerente: o gás sai da turbina a temperaturas muito altas (geralmente acima dos 500 °C), o que elimina qualquer potencial de ganhos na eficiência térmica. A situação pode melhorar um pouco com o uso da regeneração, mas os aperfeiçoamentos são limitados.

Em engenharia, é recomendável aproveitar as características positivas do ciclo de turbina a gás a altas temperaturas *e* usar os gases quentes de exaustão da turbina como fonte de energia para o ciclo inferior, tal como um ciclo de potência a vapor. O resultado é um ciclo combinado gás-vapor como mostra a Fig. 10–25 Nesse ciclo, energia é recuperada dos gases de exaustão transferindo-a para o vapor em um trocador de calor que faz o papel de uma caldeira. Em geral, mais de uma turbina a gás é necessária para fornecer calor suficiente para o vapor. Adicionalmente, o ciclo de potência a vapor pode envolver regeneração, assim como reaquecimento. A energia para o processo de reaquecimento pode ser fornecida pela queima adicional de algum combustível nos gases de exaustão que são ricos em oxigênio.

Desenvolvimentos recentes na tecnologia de turbinas a gás tornaram o ciclo combinado gás-vapor muito atrativo do ponto de vista econômico. O ciclo combinado aumenta a eficiência sem aumentar muito o custo inicial. Consequentemente, muitas novas usinas operam em ciclos combinados, e muitas outras usinas de turbina a vapor ou a gás estão sendo convertidas em usinas de ciclo

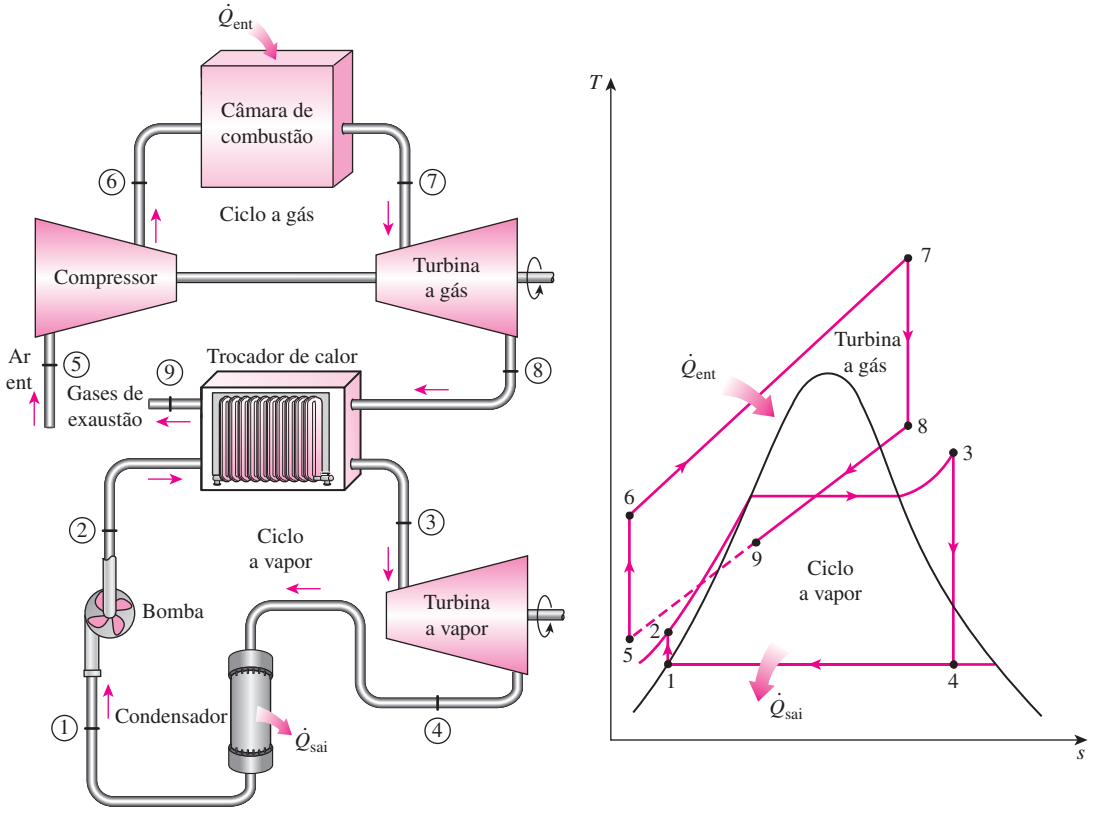


FIGURA 10–25 Usina de potência combinada gás-vapor.

combinado. Como resultado da conversão são reportadas eficiências térmicas bem acima dos 40%.

A usina combinada Tohoku, de 1.090 MW, colocada em operação comercial em 1985 em Niigata, Japão, opera com uma eficiência térmica de 44%. Essa usina tem duas turbinas a vapor de 191 MW e seis turbinas a gás de 118 MW. Os gases quentes de combustão entram nas turbinas a gás a 1.154 °C, e o vapor entra nas turbinas a vapor a 500 °C. O vapor é resfriado no condensador por água de resfriamento na temperatura média de 15 °C. Os compressores têm razões de pressão de 14, e o fluxo de massa de ar através dos compressores é de 443 kg/s.

Construída em 1988 em Ambarli (Turquia), a usina de ciclo combinado da alemã Siemens é a primeira usina térmica que opera comercialmente a atingir níveis de eficiência tão altos quanto 52,5% nas condições de operação de projeto. Essa usina tem seis turbinas a gás de 150 MW e três turbinas a vapor de 173 MW. Algumas usinas recentes de ciclo combinado atingiram eficiências acima de 60%.

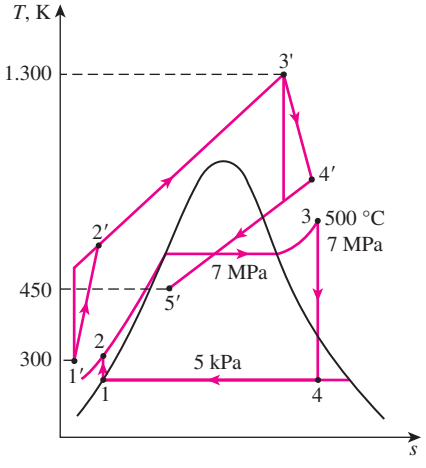


FIGURA 10–26 Diagrama *T-s* do ciclo combinado gás-vapor descrito no Exemplo 10–9.

EXEMPLO 10–9 Um ciclo combinado gás-vapor

Considere o ciclo combinado gás-vapor mostrado na Fig. 10–26. O ciclo do topo é um ciclo de turbina a gás que tem uma razão de pressão igual a 8. O ar entra no compressor a 300 K e na turbina a 1.300 K. As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina a gás são de 80 a 85% respectivamente. O ciclo logo abaixo é um ciclo de Rankine simples ideal que opera entre os limites de pressão de 7 MPa e 5 kPa. O vapor é aquecido em um trocador de calor pelos gases de exaustão a uma temperatura de 500 °C. Os gases de exaustão deixam o trocador de calor a 450 K. Determine (*a*) a razão entre os fluxos de massa de vapor e de gases de combustão e (*b*) a eficiência térmica do ciclo combinado.

SOLUÇÃO Um ciclo combinado gás-vapor é considerado. A razão entre os fluxos de massa de vapor e de gases de combustão e a eficiência térmica devem ser determinadas.

Análise Os diagramas *T-s* de ambos os ciclos são apresentados na Fig. 10–26. O ciclo de turbina a gás foi analisado no Exemplo 9–6, e o ciclo a vapor no Exemplo 10–8*b*, com os seguintes resultados:

$$\begin{aligned} \textit{Ciclo a gás:}\quad h_4' &= 880{,}36\ \text{kJ/kg} \qquad (T_4' = 853\ \text{K}) \\ q_{\text{ent}} &= 790{,}58\ \text{kJ/kg} \quad w_{\text{liq}} = 210{,}41\ \text{kJ/kg} \quad \eta_t = 26{,}6\% \\ h_5' &= h_{@\ 450\ \text{K}} = 451{,}80\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \textit{Ciclo a vapor:}\ h_2 &= 144{,}78\ \text{kJ/kg} \qquad (T_2 = 33\ ^\circ\text{C}) \\ h_3 &= 3.411{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad (T_3 = 500\ ^\circ\text{C}) \\ w_{\text{liq}} &= 1.331{,}4\ \text{kJ/kg} \qquad \eta_t = 40{,}8\% \end{aligned}$$

(*a*) A razão entre os fluxos de massa é determinada por meio de um balanço de energia no trocador de calor:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$$

$$\dot{m}_g h_5' + \dot{m}_v h_3 = \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_v h_2$$

$$\dot{m}_v(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_v(3.411{,}4 - 144{,}78) = \dot{m}_g(880{,}36 - 451{,}80)$$

Assim,

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = y = \mathbf{0{,}131}$$

Ou seja, 1 kg de gases de exaustão pode aquecer apenas 0,131 kg de vapor de 33 °C até 500 °C enquanto é resfriado de 853 K para 450 K. Então, a produção total de trabalho por kg de gases de combustão é

$$\begin{aligned} w_{\text{liq}} &= w_{\text{liq, gás}} + y w_{\text{liq, vapor}} \\ &= (210{,}41 \text{ kJ/kg gás}) + (0{,}131 \text{ kg vapor/kg gás})(1.331{,}4 \text{ kJ/kg vapor}) \\ &= 384{,}8 \text{ kJ/kg gás} \end{aligned}$$

Portanto, para cada quilo de gases de combustão produzido, a usina combinada fornecerá 384,8 kJ de trabalho. A produção de potência líquida da usina é determinada pela multiplicação desse valor pelo fluxo de massa do fluido de trabalho no ciclo da turbina a gás.

(*b*) A eficiência térmica do ciclo combinado é determinada por

$$\eta_t = \frac{w_{\text{liq}}}{q_{\text{ent}}} = \frac{384{,}8 \text{ kJ/kg gás}}{790{,}6 \text{ kJ/kg gás}} = \mathbf{0{,}487 \text{ ou } 48{,}7\%}$$

Discussão Observe que esse ciclo combinado converte em trabalho útil 48,7% da energia fornecida ao gás na câmara de combustão. Esse valor é consideravelmente mais alto do que a eficiência térmica do ciclo da turbina a gás (26,6%) ou do ciclo da turbina a vapor (40,8%) operando isoladamente.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Ciclos binários a vapor

Com exceção de algumas poucas aplicações especializadas, o fluido de trabalho usado predominantemente nos ciclos de potência a vapor é a água. A água é o *melhor* fluido de trabalho disponível no momento, mas está longe de ser o *ideal*. O ciclo binário é uma tentativa de superar algumas das deficiências da água e de nos aproximarmos do fluido de trabalho *ideal* usando dois fluidos. Antes de discutirmos o ciclo binário, listemos as características de um fluido de trabalho mais adequado para os ciclos a vapor:

1. Uma temperatura crítica alta e uma pressão máxima segura. Uma temperatura crítica acima da temperatura máxima metalurgicamente permitida (cerca de 620 °C) permite transferir parte considerável do calor de forma isotérmica à temperatura máxima enquanto o fluido muda de fase. Isso faz o ciclo se aproximar do ciclo de Carnot. Pressões muito altas à temperatura máxima não são desejáveis, porque elas criam problemas de resistência de materiais.

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

2. Temperatura de ponto triplo baixa. Uma temperatura de ponto triplo abaixo da temperatura do meio de resfriamento evita problemas de solidificação.
3. Uma pressão no condensador que não seja muito baixa. Em geral, os condensadores operam abaixo da pressão atmosférica. As pressões muito abaixo da pressão atmosférica criam problemas de infiltração de ar. Assim, uma substância cuja pressão de saturação à temperatura ambiente é muito baixa não é uma boa candidata.
4. Uma alta entalpia de vaporização (h_{lv}) para que a transferência de calor para o fluido de trabalho seja quase isotérmica e altos fluxos de massa não sejam necessários.
5. Um domo de saturação que se pareça com um U invertido. Isso elimina a formação de umidade excessiva na turbina e a necessidade de reaquecimento.
6. Boas características de transferência de calor (alta condutividade térmica).
7. Outras propriedades, que incluem um custo mais baixo e as características de ser inerte, facilmente disponível e atóxico.

Não é surpreendente que nenhum fluido tenha todas essas características. A água chega mais perto, embora não se classifique bem nas características 1, 3 e 5. Podemos lidar com a pressão subatmosférica no condensador com vedação cuidadosa, e com o domo de saturação em forma de V invertido com o reaquecimento, mas não há muito o que possamos fazer quanto ao item 1. A água tem uma temperatura crítica baixa (374 °C, portanto bem abaixo do limite metalúrgico) e pressões de saturação muito altas a altas temperaturas (16,5 MPa a 350 °C).

Bem, não podemos mudar o comportamento da água na parte do ciclo de alta temperatura, mas certamente podemos substituí-la por um fluido mais adequado. O resultado é um ciclo de potência que é realmente uma combinação entre dois ciclos, um na região de alta temperatura e o outro na região de baixa temperatura. Tal ciclo é chamado de **ciclo binário a vapor**. Nos ciclos binários a vapor, o condensador do ciclo de alta temperatura (também chamado de *ciclo superior*) opera como a caldeira do ciclo de baixa temperatura (também chamado de *ciclo inferior*). Ou seja, o calor rejeitado pelo ciclo de alta temperatura é o calor fornecido ao ciclo de baixa temperatura.

Alguns fluidos de trabalho adequados para o ciclo de alta temperatura são o mercúrio, o sódio, o potássio e as misturas de sódio e potássio. A representação esquemática e o diagrama *T-s* de um ciclo binário a vapor de mercúrio e a vapor de água são mostrados na Fig. 10–27. A temperatura crítica do mercúrio é de 898 °C (bem acima do limite metalúrgico atual) e sua pressão crítica é de apenas 18 MPa aproximadamente. Isso torna o mercúrio um fluido de trabalho muito adequado para o ciclo superior. Entretanto, o mercúrio não é adequado como o único fluido de trabalho de todo o ciclo, uma vez que a uma temperatura no condensador de 32 °C sua pressão de saturação é de 0,07 Pa. Uma usina não pode operar nesse vácuo devido aos problemas de infiltração de ar. A uma pressão aceitável no condensador (7 kPa), a temperatura de saturação do

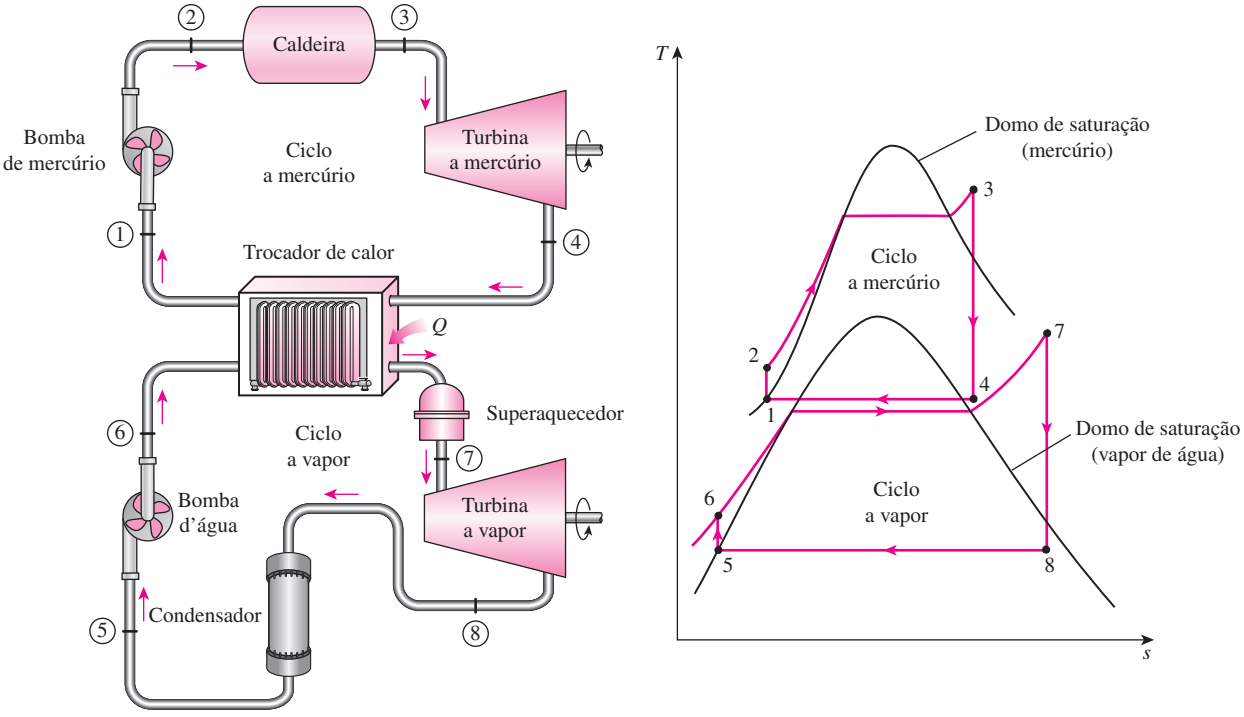


FIGURA 10–27 Ciclo binário de vapor mercúrio-água.

mercúrio é de 237 °C, que é alta demais como temperatura mínima do ciclo. Assim, o uso do mercúrio como fluido de trabalho se limita aos ciclos de alta temperatura. Outras desvantagens do mercúrio são sua toxidade e alto custo. O fluxo de massa do mercúrio nos ciclos binários a vapor é várias vezes maior do que o fluxo de água devido à baixa entalpia de vaporização.

Fica evidente no diagrama *T-s* da Fig. 10–27 que o ciclo binário a vapor se aproxima mais do ciclo de Carnot do que o ciclo de Rankine para os mesmos limites de temperatura. Portanto, a eficiência térmica de uma usina pode ser aumentada pela adoção dos ciclos binários. O uso dos ciclos a mercúrio e a água nos Estados Unidos data de 1928. Várias dessas usinas foram construídas desde então na área da Nova Inglaterra, onde os custos de combustível geralmente são mais altos. Uma pequena usina a vapor de mercúrio (40 MW) que em 1950 operava em New Hampshire tinha uma eficiência térmica mais alta do que a maioria das grandes usinas modernas em operação na época.

Estudos mostram que é possível atingir eficiências térmicas de 50% ou mais com os ciclos binários a vapor. Entretanto, os ciclos binários a vapor não são economicamente competitivos por conta de seus altos custos iniciais e da concorrência oferecida pelas usinas combinadas gás-vapor.

RESUMO

O *ciclo de Carnot* não é um modelo adequado para os ciclos de potência a vapor porque, na prática, não pode ser aproximado. O ciclo modelo dos ciclos a vapor é o *Rankine*, que é composto por quatro processos internamente reversíveis: fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira, expansão isentrópica em uma turbina, rejeição de calor a pressão constante em um condensador e compressão isentrópica em uma bomba. O vapor sai do condensador como líquido saturado à pressão do condensador.

A eficiência térmica do ciclo de Rankine pode ser aumentada com a elevação da temperatura média na qual o calor é transferido para o fluido de trabalho e/ou pela diminuição da temperatura média com a qual o calor é rejeitado para o meio de resfriamento. A temperatura média durante a rejeição de calor pode ser diminuída com a redução da pressão de saída da turbina. Consequentemente, a pressão do condensador da maioria das usinas a vapor fica bem abaixo da pressão atmosférica. A temperatura média durante o fornecimento de calor pode ser elevada pelo aumento da pressão da caldeira ou pelo superaquecimento do fluido a temperaturas mais altas. Entretanto, existe um limite para o grau de superaquecimento, uma vez que a temperatura do fluido não pode exceder um valor metalurgicamente seguro.

O superaquecimento tem a vantagem extra de diminuir o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina. A diminuição da pressão de exaustão ou a elevação da pressão da caldeira, porém, aumentam o conteúdo de umidade. Para tirar proveito das eficiências mais altas com pressões na caldeira mais altas e com pressões no condensador mais baixas, o vapor é geralmente *reaquecido* após a expansão parcial na turbina de alta pressão. Isso é feito pela extração do vapor após a expansão parcial na turbina de alta pressão; a seguir, ele é enviado de volta para a caldeira onde é reaquecido a pressão constante, e por fim volta para a turbina de baixa pressão para a expansão completa até a pressão do condensador.

A temperatura média durante o processo de reaquecimento e, portanto, a eficiência térmica do ciclo, podem ser elevadas pelo aumento do número de estágios de expansão e reaquecimento. À medida que o número de estágios aumenta, os processos de expansão e reaquecimento se aproximam de um processo isotérmico à temperatura máxima. O reaquecimento também diminui o conteúdo de umidade na saída da turbina.

Outra forma de aumentar a eficiência térmica do ciclo de Rankine é a *regeneração*. Durante um processo de regeneração, a água líquida (água de alimentação) que sai da bomba é aquecida pelo vapor extraído da turbina a uma pressão intermediária em dispositivos chamados de *aquecedores de água de alimentação*. As duas correntes se misturam nos aquecedores de água de alimentação abertos e a mistura sai como líquido saturado à pressão do aquecedor. Nos aquecedores de água de alimentação fechados, o calor é transferido do vapor para a água de alimentação sem mistura.

A produção de mais de uma forma útil de energia (tais como calor de processo e energia elétrica) usando a mesma fonte de energia é chamada de *cogeração*. As usinas de cogeração produzem energia elétrica e atendem aos requisitos de calor de processo de determinados processos industriais. Dessa forma, uma maior parte da energia transferida para o fluido na caldeira é utilizada para um propósito útil. A fração da energia que é usada tanto como calor de processo como para geração de potência é chamada de *fator de utilização* da usina de cogeração.

A eficiência térmica global de uma usina de potência pode ser aumentada com a utilização de um *ciclo combinado*. O ciclo combinado mais comum é o ciclo combinado gás-vapor, no qual um ciclo de turbina a gás opera na região de altas temperaturas e um ciclo de turbina a vapor opera na região de baixas temperaturas. O vapor é aquecido pelos gases de exaustão a alta temperatura que saem da turbina a gás. Os ciclos combinados têm maior eficiência térmica do que os ciclos de turbina a vapor ou a gás operando isoladamente.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. R. L. Bannister and G. J. Silvestri. "The Evolution of Central Station Steam Turbines." *Mechanical Engineering*, February 1989, pp. 70-78.
2. R. L. Bannister, G. J. Silvestri, A. Hizume, and T. Fujikawa. "High Temperature Supercritical Steam Turbines." *Mechanical Engineering,* February 1987, pp. 60-65.
3. M. M. El-Wakil. *Powerplant Technology.* New York: McGraw-Hill, 1984.
4. K. W. Li and A. P. Priddy. *Power Plant System Design.* New York: John Wiley & Sons, 1985.
5. H. Sorensen. *Energy Conversion Systems.* New York: John Wiley & Sons, 1983.
6. *Steam, Its Generation and Use.* 39. ed. New York: Babcock and Wilcox Co., 1978.
7. *Turbomachinery* 28, n. 2 (March/April 1987). Norwalk, CT: Business Journals, Inc.
8. J. Weisman and R. Eckart. *Modern Power Plant Engineering.* Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1985.

PROBLEMAS*

Ciclo de Carnot a vapor

10–1C Por que o ciclo de Carnot não é um modelo realista para as usinas de potência a vapor?

10–2E Água entra na caldeira de uma máquina de Carnot com escoamento em regime permanente como líquido saturado a 250 psia, saindo com um título igual a 0,95. Vapor sai da turbina a uma pressão de 40 psia. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* em relação às linhas de saturação e determine (*a*) a eficiência térmica, (*b*) o título no final do processo isotérmico de rejeição de calor e (*c*) o trabalho líquido produzido.
Respostas: (*a*) 15,5%; (*b*) 0,137; (*c*) 122 Btu/lbm

10–3 Um ciclo de Carnot com escoamento em regime permanente utiliza água como fluido de trabalho. A água muda de líquido saturado para vapor saturado à medida que o calor é transferido para ela de uma fonte a 250 °C. A rejeição de calor ocorre a uma pressão de 20 kPa. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a eficiência térmica, (*b*) a quantidade de calor rejeitado e (*c*) o trabalho líquido.

10–4 Repita o Prob. 10–3 para uma pressão de rejeição de calor de 10 kPa.

10–5 Considere um ciclo de Carnot com escoamento em regime permanente com água como fluido de trabalho. As temperaturas máxima e mínima do ciclo são 350 °C e 60 °C. O título da água é 0,891 no início do processo de rejeição de calor e 0,1 ao final. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a eficiência térmica, (*b*) a pressão na entrada da turbina e (*c*) o trabalho líquido.
Respostas: (*a*) 0,465; (*b*) 1,40 MPa; (*c*) 1.623 kJ/kg

O ciclo de Rankine simples

10–6C Quais são os quatro processos que formam o ciclo de Rankine simples ideal?

10–7C Considere um ciclo de Rankine simples ideal com condições fixas na entrada da turbina. Qual é o efeito da diminuição da pressão do condensador sobre

Trabalho da bomba:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Trabalho produzido pela turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor fornecido:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor rejeitado:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Eficiência do ciclo:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Conteúdo de umidade na saída da turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo

10–8C Considere um ciclo de Rankine simples ideal com temperatura de entrada na turbina e pressão no condensador fixas. Qual é o efeito do aumento da pressão na caldeira sobre

Trabalho da bomba:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Trabalho produzido pela turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor fornecido:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor rejeitado:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Eficiência do ciclo:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Conteúdo de umidade na saída da turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo

10–9C Considere um ciclo de Rankine simples ideal com pressões na caldeira e no condensador fixas. Qual é o efeito do aumento da temperatura do vapor superaquecido sobre

Trabalho da bomba:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Trabalho produzido pela turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor fornecido:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor rejeitado:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Eficiência do ciclo:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Conteúdo de umidade na saída da turbina:	(*a*) aumenta (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

10–10C Qual é a diferença entre os ciclos a vapor reais e os ciclos a vapor idealizados?

10–11C Compare as pressões na entrada e na saída da caldeira para ciclos (*a*) real e (*b*) ideal.

10–12C A entropia do vapor aumenta nas turbinas a vapor reais devido às irreversibilidades. Em um esforço para controlar o aumento da entropia, propõe-se resfriar o vapor da turbina circulando água de resfriamento ao redor da carcaça da turbina. Argumenta-se que isso reduzirá a entropia e a entalpia do vapor na saída da turbina e, portanto, aumentará o trabalho. Como você avaliaria essa proposta?

10–13C É possível manter uma pressão de 10 kPa em um condensador que está sendo resfriado pela água de um rio, entrando a 20 °C?

10–14 Um engenheiro propôs que um ciclo de Rankine simples ideal que utiliza refrigerante-134a pode ser usado para produzir trabalho com calor a partir de um reservatório de energia térmica de baixa temperatura. A caldeira opera a 1,6 MPa, o condensador a 0,4 MPa, e a entrada da turbina a 80 °C. Determine a vazão mássica de R-134a necessária para que esse ciclo produza 750 kW de potência, e defina também a eficiência térmica do ciclo.

10–15 Refrigerante-134a é utilizado como fluido de trabalho em um ciclo de Rankine simples ideal que opera a caldeira a 1.400 kPa e o condensador a 10 °C. A mistura na saída da turbina tem um título de 98%. Determine a temperatura na entrada da turbina, a eficiência térmica do ciclo e a razão de consumo de trabalho desse ciclo.

10–16 Um ciclo de Rankine simples ideal que utiliza água como fluido de trabalho opera a 40 °C no condensador e a 300 °C na caldeira. Calcule o trabalho produzido pela turbina, o calor fornecido no interior da caldeira e a eficiência térmica do ciclo quando o vapor entra na turbina sem qualquer superaquecimento.

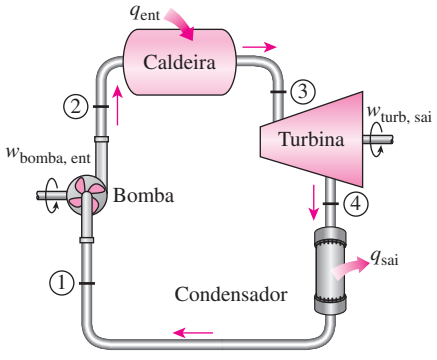


FIGURA P10–16

10–17E A turbina de uma usina a vapor que opera em um ciclo de Rankine simples ideal produz 1.750 kW de potência quando a caldeira opera a 800 psia, o condensador funciona a 3 psia e a temperatura na entrada da turbina é de 900 °F. Determine a taxa de fornecimento de calor na caldeira, a taxa de rejeição de calor do condensador e a eficiência térmica do ciclo.

10–18E Um ciclo de Rankine simples ideal com água como fluido de trabalho opera entre os limites de pressão de 2.500 psia no interior da caldeira e 5 psia no condensador. Qual é a temperatura mínima requerida na entrada da turbina para que o título do vapor na saída não seja inferior a 80%? Quando operada a essa temperatura, qual é a eficiência térmica do ciclo?

10–19E Um ciclo de Rankine a vapor opera entre os limites de pressão de 2.500 psia no interior da caldeira e 1 psia no condensador. A temperatura na entrada da turbina é de 800 °F. A eficiência isentrópica da turbina é de 90%, as perdas da bomba são desprezíveis e o ciclo é dimensionado para produzir 1.000 kW de potência. Calcule o fluxo de massa através da caldeira, a energia produzida pela turbina, a taxa de fornecimento de calor na caldeira e a eficiência térmica.

10–20E Reconsidere o Prob. 10–19E. Qual é o erro causado na eficiência térmica, considerando agora que a potência requerida pela bomba é completamente desprezível?

10–21 Considere uma usina de potência a vapor de água que opera em um ciclo de Rankine simples ideal e produz uma potência líquida de 45 MW. O vapor entra na turbina a 7 MPa e 500 °C e é resfriado no condensador a uma pressão de 10 kPa pela água de um lago que escoa nos tubos do condensador a uma taxa de 2.000 kg/s. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a eficiência térmica do ciclo, (*b*) o fluxo de massa do vapor e (*c*) a elevação de temperatura da água de resfriamento. *Respostas:* (*a*) 38,9%; (*b*) 36 kg/s; (*c*) 8,4 °C

10–22 Repita o Prob. 10–21 considerando uma eficiência isentrópica de 87% para a turbina e para a bomba.
Respostas: (*a*) 33,8%; (*b*) 41,4 kg/s; (*c*) 10,5 °C

10–23 Um ciclo de Rankine simples usa água como fluido de trabalho. A caldeira funciona a 6.000 kPa, e o condensador a 50 kPa. Na entrada da turbina, a temperatura é de 450 °C. A eficiência isentrópica da turbina é de 94%, as perdas de pressão da bomba são desprezíveis e a água que sai do condensador é sub-resfriada em 6,3 °C. A caldeira é dimensionada para uma vazão mássica de 20 kg/s. Determine a taxa na qual calor é adicionado na caldeira, a potência necessária para operar as bombas, a potência útil produzida pelo ciclo e a eficiência térmica.
Respostas: 59.660 kW; 122 kW; 18.050 kW; 30,3%

10–24 Usando o EES (ou outro programa), determine qual seria a mudança na eficiência térmica do ciclo no Prob. 10–23 caso houvesse uma queda de pressão de 50 kPa através da caldeira.

10–25 Os trabalhos líquidos e as eficiências térmicas do ciclo de Carnot e do ciclo de Rankine simples ideal devem ser calculados e comparados. Em ambos os casos o vapor de água entra na turbina a 5 MPa como vapor saturado, e a pressão no condensador é de 50 kPa. No ciclo de Rankine, o estado na saída do condensador é líquido saturado, e no ciclo de Carnot, o estado na entrada na caldeira é líquido saturado. Desenhe os diagramas *T-s* de ambos os ciclos.

10–26 Considere uma usina de potência alimentada a carvão que produz 120 MW de energia elétrica. A usina opera em um ciclo de Rankine simples ideal com condições de entrada na turbina de 9 MPa e 550 °C, e pressão no condensador de 15 kPa. O carvão tem um poder calorífico (energia liberada quando o combustível é queimado) de 29.300 kJ/kg. Considerando que 75% dessa energia é transferida para o vapor na caldeira e que o gerador elétrico tem eficiência de 96%, determine (*a*) a eficiência global da usina (a razão entre a potência elétrica líquida e o fornecimento de energia com o combustível) e (*b*) o fluxo de massa de carvão necessário.
Respostas: (*a*) 28,4%; (*b*) 51,9 t/h

10–27 O esquema de uma usina geotérmica de separador único é mostrado na Fig. P10–27. O líquido geotérmico, disponível como líquido saturado a 230 °C, é retirado do poço de produção a uma vazão de 230 kg/s e separado a uma pressão de 500 kPa por um processo de separação isentálpico, no qual o vapor resultante é separado do líquido em um separador e encaminhado para a turbina. O vapor deixa a turbina a 10 kPa com conteúdo de umidade de 10% e entra no condensador, onde é condensado e conduzido para um poço de reinjeção juntamente com o líquido que sai do separador. Determine (*a*) o fluxo de massa do vapor na turbina, (*b*) a eficiência isentrópica da turbina, (*c*) a potência produzida pela turbina e (*d*) a eficiência térmica da usina (a razão entre o trabalho produzido na turbina e a energia do fluido geotérmico em relação às condições ambientes padrão).
Respostas: (*a*) 38,2 kg/s; (*b*) 0,686; (*c*) 15,4 MW; (*d*) 7,6%

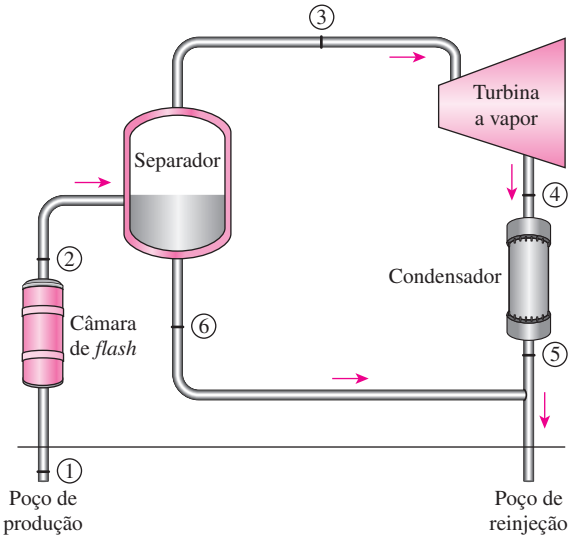


FIGURA P10–27

10–28 Reconsidere o Prob. 10–27. Agora, propõe-se que a água líquida que deixa o separador seja conduzida para outro separador de líquido mantido a 150 kPa, e que o vapor produzido seja encaminhado para o estágio de baixa pressão da mesma turbina. Ambas as correntes de vapor saem da turbina no mesmo estado de 10 kPa e 90% de título. Determine (*a*) a temperatura do vapor na saída da segunda câmara de *flash*, (*b*) a potência produzida pelo estágio de baixa pressão da turbina e (*c*) a eficiência térmica da usina.

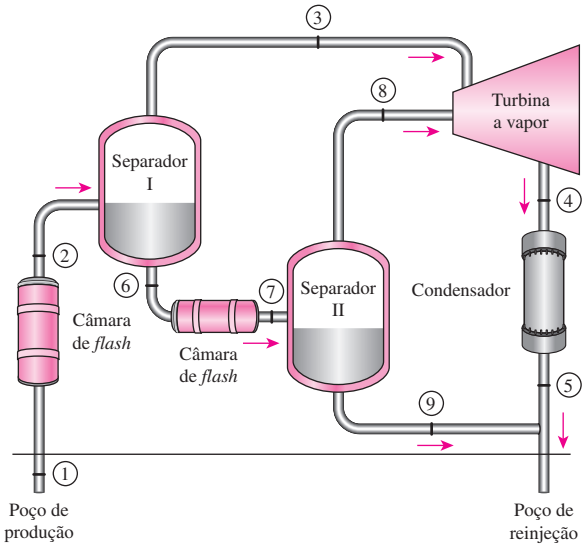


FIGURA P10–28

10–29 Reconsidere o Prob. 10–27. Agora, propõe-se que a água líquida que sai do separador seja usada como fonte de calor de um ciclo que utiliza isobutano como fluido de trabalho. A água líquida geotérmica deixa o trocador de calor a 90 °C enquanto o isobutano entra na turbina a 3,25 MPa e 145 °C, saindo a 80 °C e 400 kPa. O isobutano é condensado em um condensador resfriado a ar e, em seguida, é bombeado até a pressão do trocador de calor. Considerando uma eficiência isentrópica de 90% para a bomba, determine (*a*) o fluxo de massa de isobutano no ciclo binário, (*b*) as potências líquidas produzidas nos dois ciclos da instalação e (*c*) as eficiências térmicas do ciclo a isobutano e global da instalação. As propriedades do isobutano podem ser obtidas pelo EES.
Respostas: (*a*) 105,5 kg/s; (*b*) 15,4 MW; 6,14 MW; (*c*) 12,2%; 10,6%

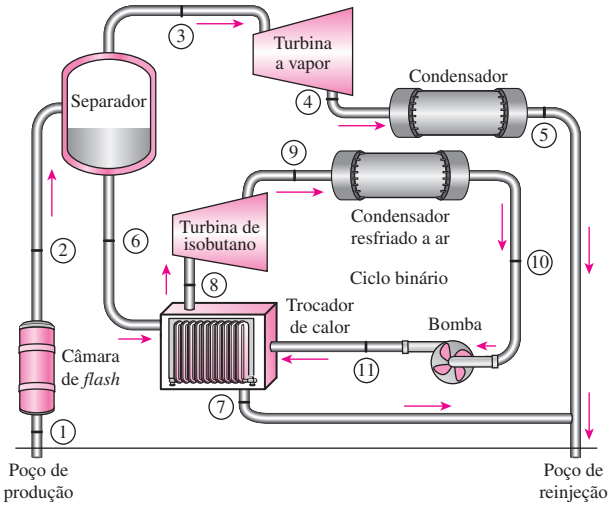


FIGURA P10–29

O ciclo de Rankine com reaquecimento

10–30C Considere as seguintes grandezas. Como elas variam quando um ciclo de Rankine simples ideal é modificado com o reaquecimento. Considere que o fluxo de massa permanece o mesmo.

Trabalho da bomba:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Trabalho produzido pela turbina:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor fornecido:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor rejeitado:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Eficiência do ciclo:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Conteúdo de umidade na saída da turbina:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo

10–31C Existe uma pressão ótima para o reaquecimento do vapor de um ciclo de Rankine? Explique.

10–32C Considere um ciclo de Rankine simples e um ciclo de Rankine ideal com três estágios de reaquecimento. Ambos os ciclos operam entre os mesmos limites de pressão. A temperatura máxima é de 700 °C no ciclo simples, e de 450 °C no ciclo com reaquecimento. Qual ciclo você acha que terá uma eficiência térmica mais alta?

10–33 Um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento, que utiliza água como fluido de trabalho, opera na entrada da turbina de alta pressão a 8.000 kPa e 450 °C; na entrada da turbina de baixa pressão, a 500 kPa e 500 °C; e no condensador, a 10 kPa. Determine a vazão mássica necessária através da caldeira para que esse sistema produza uma potência líquida de 5.000 kW, e defina a eficiência térmica do ciclo.

10–34 Um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento, que utiliza água como fluido de trabalho, opera na caldeira a 15.000 kPa, no reaquecedor a 2.000 kPa e no condensador a 100 kPa. A temperatura é de 450 °C na entrada das turbinas de alta pressão e de baixa pressão. A vazão mássica através do ciclo é de 1,74 kg/s. Determine a potência utilizada pelas bombas, a energia produzida pelo ciclo, a taxa de transferência de calor no reaquecedor e a eficiência térmica do sistema.

10–35 Uma usina de potência a vapor de água opera no ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. Vapor entra na turbina de alta pressão a 6 MPa e 400 °C, saindo a 2 MPa. Em seguida, o vapor é reaquecido a uma pressão constante até 400 °C antes de expandir até 20 kPa na turbina de baixa pressão. Determine o trabalho produzido pelas turbinas em kJ/kg e a eficiência térmica do ciclo. Mostre também o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação.

10–36 Reconsidere o Prob. 10–35. Usando o EES (ou outro programa), resolva esse problema usando o recurso de entrada de dados em uma janela que mostra o diagrama da instalação. Inclua os efeitos das eficiências da turbina e da bomba e mostre também os efeitos do reaquecimento sobre o título do vapor na saída da turbina de baixa pressão. Desenhe o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação. Discuta os resultados de seus estudos paramétricos.

10–37E Considere uma usina de potência a vapor que opera em um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. A usina mantém a entrada da turbina de alta pressão a 600 psia e 600 °F, a entrada da turbina de baixa pressão a 200 psia e 600 °F e o condensador a 10 psia. A potência útil produzida por essa usina é 5.000 kW. Determine a taxa de fornecimento e rejeição de calor, bem como a eficiência térmica do ciclo.

10–38E No Prob. 10–37E há alguma vantagem em operar o ponto de reaquecimento da caldeira a 100 psia, em vez de 200 psia, mantendo a mesma temperatura de entrada na turbina de baixa pressão?

10–39 Considere uma usina de potência a vapor que opera em um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento. A usina mantém a caldeira a 7.000 kPa, o ponto de reaquecimento a 800 kPa e o condensador a 10 kPa. O título da mistura na saída de ambas as turbinas é de 93%. Determine a temperatura na entrada de cada turbina e a eficiência térmica do ciclo. *Respostas:* 373 °C; 416 °C; 37,6%

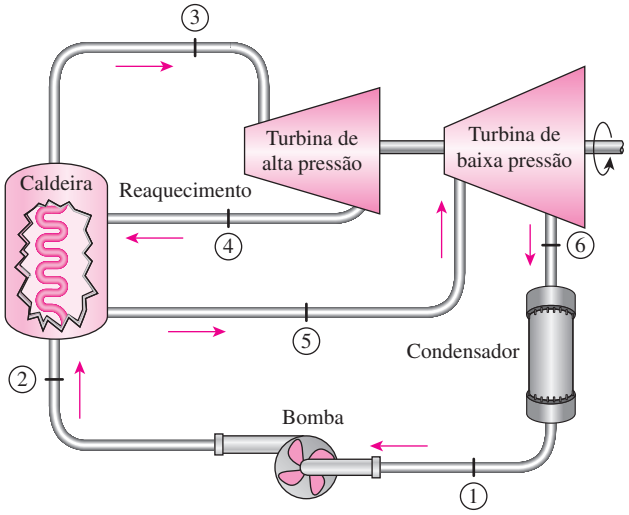


FIGURA P10–39

10–40 Uma usina de potência a vapor opera em um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento entre os limites de pressão de 15 MPa e 10 kPa. O fluxo de massa de vapor de água no ciclo é de 12 kg/s. O vapor entra em ambos os estágios da turbina a 500 °C. Considerando que o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina de baixa pressão não deve exceder 10%, determine (*a*) a pressão na qual ocorre o reaquecimento, (*b*) a taxa total de consumo de calor na caldeira e (*c*) a eficiência térmica do ciclo. Mostre também o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação.

10–41 Uma usina de potência a vapor opera no ciclo de Rankine com reaquecimento. Vapor de água entra na turbina de alta pressão a 12,5 MPa e 550 °C a uma vazão de 7,7 kg/s, saindo a 2 MPa. Em seguida, o vapor é reaquecido a uma pressão constante até 450 °C antes de se expandir na turbina de baixa pressão. As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são de 85% e 90%, respectivamente. O vapor deixa o condensador como líquido saturado. Considerando que o conteúdo de umidade do vapor na saída da turbina não deve exceder 5%, determine (*a*) a pressão no condensador, (*b*) a potência líquida produzida e (*c*) a eficiência térmica.
Respostas: (*a*) 9,73 kPa; (*b*) 10,2 MW; (*c*) 36,9%

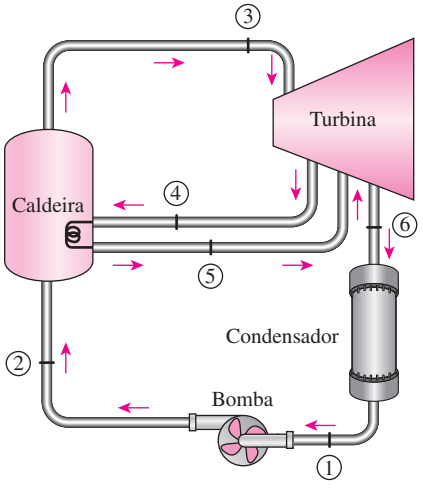


FIGURA P10–41

Ciclo de Rankine regenerativo

10–42C Como as seguintes grandezas variam quando um ciclo de Rankine simples ideal é modificado com a regeneração? Considere que o fluxo de massa na caldeira seja o mesmo.

Trabalho produzido na turbina:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor fornecido:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Calor rejeitado:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo
Conteúdo de umidade na saída da turbina:	(*a*) aumenta, (*b*) diminui (*c*) permanece o mesmo

10–43C Durante um processo de regeneração, parte do vapor é extraído da turbina e utilizado para aquecer a água líquida que sai da bomba. Isso não parece ser uma decisão inteligente, uma vez que o vapor extraído poderia produzir mais trabalho na turbina. Como você justifica essa ação?

10–44C Qual é a diferença de utilizar aquecedores de água de alimentação abertos em vez de fechados?

10–45C Considere um ciclo de Rankine simples ideal e um ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação aberto. Os dois ciclos são muito parecidos, exceto pelo fato de que a água de alimentação do ciclo regenerativo é aquecida pela extração de parte do vapor imediatamente antes de sua entrada na turbina. Compare as eficiências desses dois ciclos.

10–46C Elabore um ciclo de Rankine regenerativo ideal que tenha a mesma eficiência térmica do ciclo de Carnot. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s*.

10–47E O vapor extraído da turbina entra em um aquecedor de água de alimentação aberto de um ciclo de Rankine regenerativo a 20 psia e 250 °F, enquanto o resfriador de água de alimentação entra a 110 °F. Determine a relação entre a vazão mássica de vapor extraído e a vazão mássica da água de alimentação na entrada necessária para aquecer a água de alimentação a 225 °F.

10–48 O aquecedor de água de alimentação de um ciclo de Rankine regenerativo fechado deve aquecer a água de alimentação a uma pressão de 7.000 kPa, inicialmente a 260 °C, até o estado de líquido saturado. As turbinas fornecem vapor extraído a 6.000 kPa e 325 °C a essa unidade. Esse vapor é condensado para líquido saturado antes de entrar na bomba. Calcule a quantidade de vapor extraído necessário para aquecer 1 kg de água de alimentação nessa unidade. *Resposta:* 0,0779 kg/s

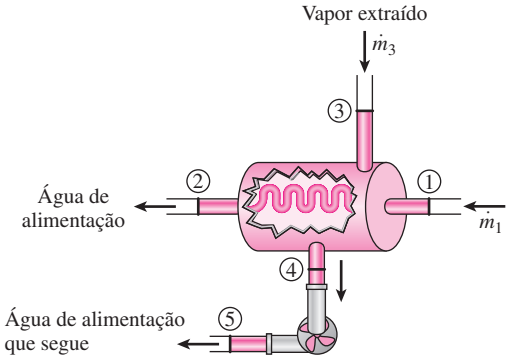


FIGURA P10–48

10–49E O ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação aberto usa água como fluido de trabalho. A entrada da turbina é operada a 500 psia e 600 °F, e o condensador, a 5 psia. Vapor a 40 psia é fornecido ao aquecedor de água de alimentação aberto. Determine a trabalho produzido pela turbina, o trabalho consumido pelas bombas, o calor rejeitado no condensador para esse ciclo por unidade de fluxo através da caldeira.

10–50E Determine a mudança na eficiência térmica do ciclo no Prob. 10–49E, considerando que o vapor de água fornecido ao

aquecedor de água de alimentação aberto está a 60 psia, e não a 40 psia.

10–51E Reconsidere o Prob. 10–49E. Usando o EES (ou outro programa), determine a pressão ótima de extração para o aquecedor de água de alimentação aberto que maximiza a eficiência térmica do ciclo.

10–52 Uma usina de potência a vapor opera em um ciclo de Rankine regenerativo ideal com dois aquecedores de água de alimentação abertos. O vapor entra na turbina a 10 MPa e 600 °C e é descarregado para o condensador a 5 kPa. Vapor é extraído da turbina a 0,6 MPa e 0,2 MPa. A água sai de ambos os aquecedores de água de alimentação como líquido saturado. O fluxo de massa do vapor na caldeira é de 22 kg/s. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* e determine (*a*) a potência líquida da usina e (*b*) a eficiência térmica do ciclo. *Respostas:* (*a*) 30,5 MW; (*b*) 47,1%

10–53 Considere uma usina de potência a vapor que opera em um ciclo de Rankine regenerativo ideal com um aquecedor de água de alimentação fechado, como mostrado na figura. A usina mantém a entrada da turbina a 3.000 kPa e 350 °C, operando o condensador a 20 kPa. Vapor é extraído a 1.000 kPa para atender o aquecedor de água de alimentação fechado, que descarrega para o condensador após ser estrangulado para a pressão do condensador. Calcule o trabalho produzido pela turbina, o trabalho consumido pela bomba e o fornecimento de calor na caldeira para esse ciclo por unidade de fluxo da caldeira.
Respostas: 741 kJ/kg; 3,0 kJ/kg; 2.353 kJ/kg

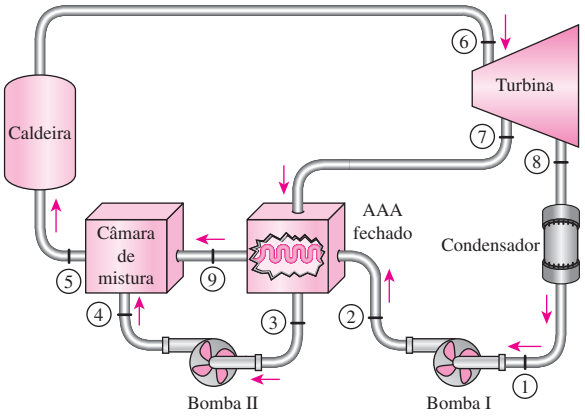


FIGURA P10–53

10–54 Reconsidere o Prob. 10–53. Usando o EES (ou outro programa), determine a pressão ótima de extração para o aquecedor de água de alimentação fechado que maximiza a eficiência térmica do ciclo. *Resposta:* 220 kPa

10–55 Determine a eficiência térmica do ciclo de Rankine regenerativo do Prob. 10–53, agora considerando que a eficiência isentrópica da turbina está a 90% antes e após o ponto de extração de vapor.

10–56 Determine a eficiência térmica do ciclo de Rankine regenerativo do Prob. 10–53, agora considerando que a eficiência isentrópica da turbina, antes e depois do ponto de extração de vapor, está a 90%, e que o condensado no condensador é sub-resfriado em 10 °C.

10–57 Reconsidere o Prob. 10–53. Usando o EES (ou outro programa), determine a quantidade de calor adicional que deve ser fornecida para a caldeira quando a eficiência isentrópica da turbina, antes e depois do ponto de extração, estiver a 90% e houver uma queda de pressão de 10 kPa através da caldeira.

10–58 Considere um ciclo de Rankine regenerativo ideal com dois aquecedores de água de alimentação, um fechado e outro aberto. Vapor entra na turbina a 10 MPa e 600 °C e é descarregado para o condensador a 10 kPa. Vapor é extraído da turbina a 1,2 Mpa, para o aquecedor de água de alimentação fechado, e a 0,6 Mpa, para o aquecedor aberto. A água de alimentação é aquecida até a temperatura de condensação do vapor extraído no aquecedor de água de alimentação fechado. O vapor extraído sai do aquecedor de água de alimentação fechado como líquido saturado, que depois é estrangulado para o aquecedor de água de alimentação aberto. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) o fluxo de massa do vapor na caldeira para uma potência líquida de 400 MW e (*b*) a eficiência térmica do ciclo.

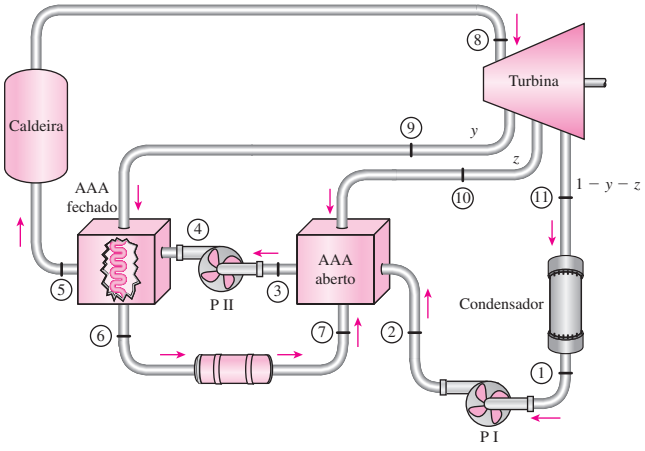


FIGURA P10–58

10–59 Reconsidere o Prob. 10–58. Usando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos das eficiências da turbina e da bomba sobre o fluxo de massa e a eficiência térmica, considerando uma variação de 70 a 100% nessas eficiências. Trace curvas para o fluxo de massa e para a eficiência térmica como função da eficiência da turbina para eficiências da bomba de 70%, 85% e 100%, e discuta os resultados em seguida. Desenhe também o diagrama *T-s* para uma eficiência da turbina e da bomba igual a 85%.

10–60 Uma usina de potência a vapor opera no ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração com um aquecedor de água de alimentação fechado. Vapor entra na turbina a 8 MPa e 500 °C com uma vazão de 15 kg/s e é condensado no condensador a uma pressão de 20 kPa. O vapor é reaquecido a 3 MPa até 500 °C. Parte do vapor, extraído da turbina de baixa pressão a 1,0 MPa, é completamente condensado no aquecedor de água de alimentação e bombeado até 8 MPa antes de se misturar à água de alimentação à mesma pressão. Considerando uma eficiência isentrópica de 88% para a turbina e para a bomba, determine (*a*) a temperatura do vapor na entrada do aquecedor de água de alimentação, (*b*) o fluxo de massa do vapor extraído da turbina para o aquecedor de água de alimentação, (*c*) a potência líquida e (*d*) a eficiência térmica.

Respostas: (*a*) 350 °C; (*b*) 2,64 kg/s; (*c*) 16,2 MW; (*d*) 36,7%

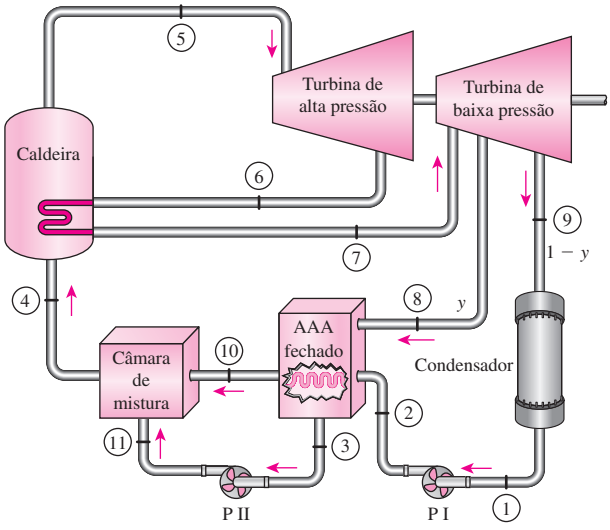


FIGURA P10–60

10–61 Um ciclo a vapor de Rankine ideal modificado com dois aquecedores de água de alimentação fechado é mostrado na figura a seguir. O ciclo de potência recebe 50 kg/s de vapor a alta pressão de entrada na turbina. Os estados de saída do aquecedor de água de alimentação para a água de alimentação da caldeira e o vapor condensado são normalmente considerados estados ideais. A fração da massa que entra na turbina de alta pressão no estado 5, extraída para o funcionamento do aquecedor de água de alimentação a 1.400 kPa, é $y = 0{,}1153$. Use os dados fornecidos nas tabelas abaixo indicados para

(*a*) Representar graficamente o diagrama *T*-*s* para o ciclo ideal.

(*b*) Determinar a fração da massa, *z*, extraída para o funcionamento do aquecedor de água de alimentação fechado à pressão de extração de 245 kPa.

(*c*) Determinar o fluxo de água de resfriamento necessário, em kg/s, para manter o aumento de temperatura da água de resfriamento no condensador a 10 °C. Considere $c_p = 4{,}18$ kJ/kg·K para a água de resfriamento.

(*d*) Determinar a potência útil e a eficiência térmica da usina.

Estados dos processos e dados selecionados

Estado	*P*, kPa	*T*, °C	*h*, kJ/kg	*s*, kJ/kg·K
1	20			
2	5.000			
3	5.000			
4	5.000			
5	5.000	700	3.900	7,512
6	1.400		3.406	7,512
7	245		2.918	7,512
8	20		2.477	7,512

Dados de saturação

P, kPa	v_l, m³/kg	h_l, kJ/kg	s_v, kJ/kg·K
20	0,00102	251	7,907
245		533	7,060
1.400		830	6,468
5.000	0,00129	1.154	5,973

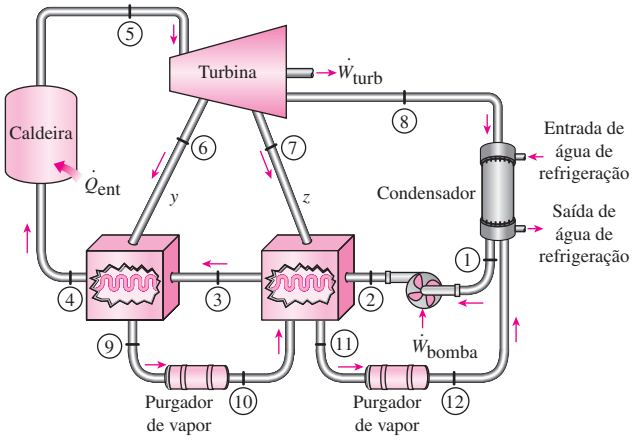


FIGURA P10–61

Análise de segunda lei para os ciclos de potência a vapor

10–62C Como a eficiência de segunda lei de um ciclo de Rankine simples ideal pode ser aumentada?

10–63E Calcule a destruição da exergia em cada um dos componentes do ciclo de Rankine simples ideal do Prob. 10–17E, considerando que o calor é rejeitado para um lago a 40 °F e fornecido por um reservatório de energia a 1.500 °F.

10–64 Determine a destruição de exergia associada ao processo de rejeição de calor do Prob. 10–21. Considere uma temperatura da fonte de 1.500 K e uma temperatura do sumidouro de 290 K. Determine também a exergia do vapor na saída da caldeira. Considere $P_0 = 100$ kPa.

10–65 Qual componente do ciclo de Rankine ideal com reaquecimento do Prob. 10–33 que oferece a maior oportunidade de recuperar o potencial de trabalho perdido? O sumidouro está a 10 °C e a fonte está a 600 °C.

10–66 Determine a destruição de exergia associada a cada um dos processos do ciclo de Rankine descrito no Prob. 10–35, considerando uma temperatura da fonte de 1.500 K e uma temperatura do sumidouro de 295 K.

10–67 Reconsidere o Prob. 10–66. Usando o EES (ou outro programa), resolva esse problema com o recurso de entrada de dados na janela do diagrama do EES. Inclua os efeitos das eficiências da turbina e da bomba para avaliar as irreversibilidades associadas a cada um dos processos. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação. Discuta os resultados de seus estudos paramétricos.

10–68E Qual componente do ciclo de Rankine regenerativo ideal do Prob. 10–49E que perde a maior quantidade de potencial de trabalho? Considere que esse ciclo rejeita calor para um rio, cuja temperatura está a 60 °F e a fonte está a 800 °F.

10–69 A representação esquemática de uma usina geotérmica com um único separador é mostrada na Fig. P10–69. Água líquida saturada a 230 °C é retirada do poço de produção a uma taxa de 230 kg/s e estrangulada a uma pressão de 500 kPa por um processo essencialmente isentálpico no qual o vapor resultante é separado do líquido em um separador e direcionado para a turbina. O vapor sai da turbina a 10 kPa com um conteúdo de umidade de 5% e entra no condensador, no qual será condensado. Ele é então direcionado para um poço de reinjeção juntamente com o líquido que sai do separador. Determine (*a*) a potência produzida pela turbina e a eficiência térmica da usina, (*b*) a exergia do líquido geotérmico na câmara de flash, assim como as destruições de exergia e as eficiências da segunda lei (exergética) para (*c*) a câmara de flash, (*d*) a turbina e (*e*) toda a usina.

Respostas: (*a*) 10,8 MW; 0,053; (*b*) 17,3 MW; (*c*) 5,1 MW; 0,898; (*d*) 10,9 MW; 0,500; (*e*) 39,0 MW; 0,218

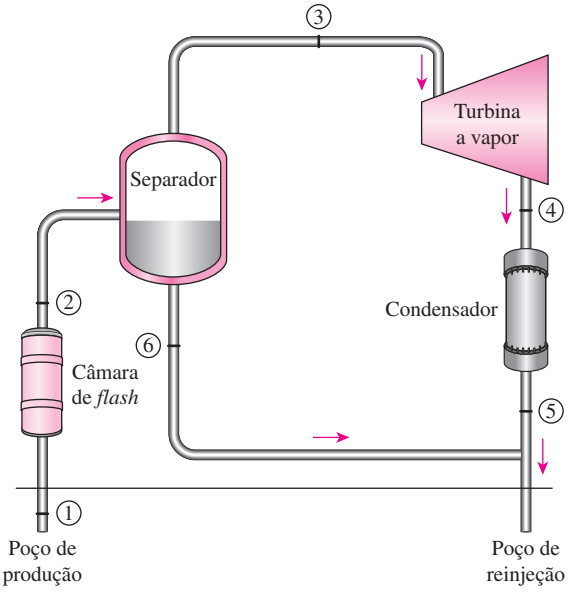


FIGURA P10–69

Cogeração

10–70C Como se define o fator de utilização ϵ_u nas usinas de cogeração? Poderia ϵ_u ser igual à unidade em uma usina de cogeração que não produz nenhuma potência?

10–71C Considere uma usina de cogeração para a qual o fator de utilização é 1. A irreversibilidade associada a esse ciclo é necessariamente zero? Explique.

10–72C Considere uma usina de cogeração para a qual o fator de utilização é 0,5. A destruição de exergia dessa usina pode ser zero? Em caso positivo, sob quais condições?

10–73C Qual é a diferença entre cogeração e regeneração?

10–74 Vapor de água entra na turbina de uma usina de cogeração a 7 MPa e 500 °C. Um quarto do vapor é extraído da turbina à pressão de 600 kPa para uma unidade de processamento térmico. O restante do vapor continua se expandindo até 10 kPa. Ao sair da turbina, o vapor é condensado e misturado à água de alimentação a uma pressão constante, e a mistura é bombeada até a pressão da caldeira, igual a 7 MPa. O fluxo de massa do vapor na caldeira é de 30 kg/s. Desprezando quedas de pressão e perdas de calor na tubulação, e considerando que a turbina e a bomba sejam isentrópicas, determine a potência líquida produzida e o fator de utilização da usina.

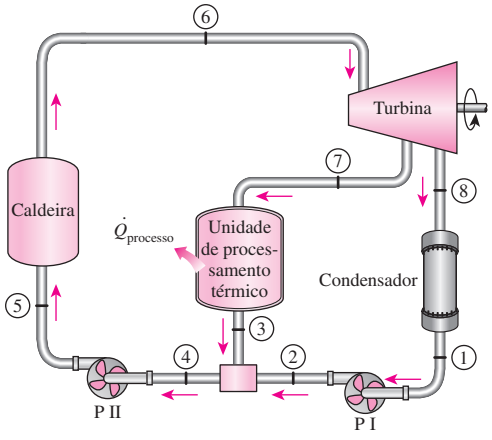


FIGURA P10–74

10–75E Uma grande indústria de processamento de alimentos requer 1,5 lbm/s de vapor de água saturado ou ligeiramente superaquecido a 140 psia, o qual é extraído de uma turbina de uma usina de cogeração. A caldeira gera vapor a 800 psia e 1.000 °F a uma taxa de 10 lbm/s, e a pressão do condensador é 2 psia. Vapor sai da unidade de processamento térmico como líquido saturado. Em seguida, é misturado com a água de alimentação à mesma pressão, e essa mistura é bombeada até a pressão da caldeira. Considerando que ambas as bombas e as turbinas têm eficiências isentrópicas de 86%, determine (*a*) a taxa de transferência de calor para a caldeira e (*b*) a potência produzida da usina de cogeração.

Respostas: (*a*) 13,810 Btu/s; (*b*) 4.440 kW

10–76 Vapor de água é gerado na caldeira de uma usina de cogeração a 10 MPa e 450 °C, a uma vazão constante de 5 kg/s. Em operação normal, o vapor se expande em uma turbina até uma pressão de 0,5 MPa e, em seguida, é direcionado para uma unidade de processamento térmico, onde fornece o calor de processo. A água sai da unidade de processamento térmico como líquido saturado e é bombeada até a pressão da caldeira. Nesse modo de operação, nenhum vapor passa pelo condensador, que opera a 20 kPa.

(*a*) Determine a potência produzida e a taxa com a qual o calor de processo é fornecido nesse modo.

(*b*) Determine a potência produzida e a taxa com a qual calor de processo é fornecido, considerando que apenas 60% do vapor é direcionado para a unidade de processamento térmico enquanto o restante se expande até a pressão do condensador.

10–77 Considere uma usina de cogeração modificada com regeneração. O vapor entra na turbina a 9 MPa e 400 °C e se expande até uma pressão de 1,6 MPa. Nessa pressão, 35% do vapor é extraído da turbina, e o restante se expande até 10 kPa. Parte do vapor extraído é usado para aquecer a água de alimentação em um aquecedor de água de alimentação aberto. O restante do vapor extraído é usado para aquecimento e deixa a unidade de processamento térmico como líquido saturado a 1,6 MPa. Em seguida, ele é misturado à água de alimentação que deixa o aquecedor de água de alimentação, e a mistura é bombeada até a pressão da caldeira. Considerando que as turbinas e bombas sejam isentrópicas, mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine o fluxo de massa de vapor na caldeira para uma potência líquida de 25 MW.

Resposta: 29,1 kg/s

10–78 Reconsidere o Prob. 10–77. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão de extração para a remoção de vapor da turbina, a fim de ser usado na unidade de processamento térmico e no aquecedor de água de alimentação aberto, sobre o fluxo de massa necessário. Trace uma curva para o fluxo de massa na caldeira como função da pressão de extração e discuta os resultados.

10–79E Na caldeira de uma usina de cogeração, gera-se vapor a 600 psia e 800 °F a uma taxa de 18 lbm/s. A usina deve produzir energia enquanto atende os requisitos do processo a vapor para uma determinada aplicação industrial. Um terço do vapor saindo da caldeira é estrangulado para uma pressão de 120 psia e direcionado para a unidade de processamento térmico. O resto do vapor é expandido em uma turbina isentrópica até uma pressão de 120 psia e também é direcionado para a unidade de processamento térmico. Vapor deixa a unidade de processamento térmico a 240 °F. Desprezando o trabalho da bomba, determine (*a*) a potência útil produzida, (*b*) a taxa do fornecimento de calor de processo e (*c*) o fator de utilização dessa planta.

10–80 Uma grande cidade utiliza um ciclo de Rankine a vapor modificado com um aquecedor de água de alimentação fechado e uma unidade de processamento térmico para abastecer prédios próximos com água quente, usada em sistemas de aquecimento e energia elétrica, como mostrado na figura a seguir. A taxa de fluxo de vapor na turbina é de 100 kg/s. O vapor que entra na turbina é

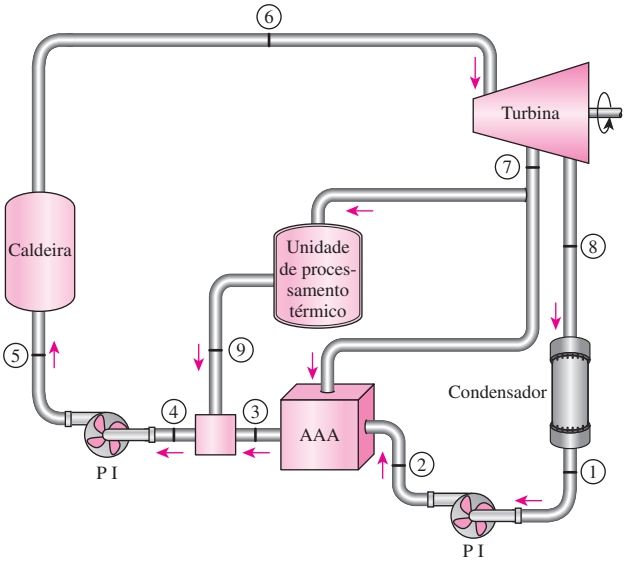


FIGURA P10–77

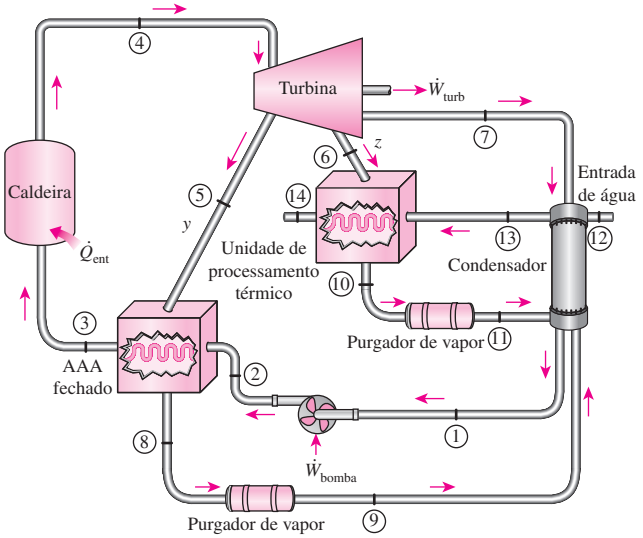


FIGURA P10–80

extraído a 2.000 kPa, estado 5, para o aquecedor de água de alimentação. O vapor que entra na turbina é extraído a 700 kPa, estado 6, para a unidade de processamento térmico, saindo da unidade de processamento térmico como líquido saturado. Os estados para a água de alimentação da caldeira e o vapor condensado saindo do aquecedor de água de alimentação são os estados considerados normalmente ideais. A água fria do processo serve como refrigerante para o condensador e recebe o calor transferido do vapor que se condensa no condensador. A água do processo é ainda mais aquecida na unidade de processamento térmico. Use os dados fornecidos nas tabelas a seguir para determinar

(*a*) o diagrama *T*-*s* para o ciclo ideal,

(*b*) o fluxo de água de processo, em kg/s, considerando que 5% do fluxo de massa de entrada da turbina é extraído para a unidade de processamento térmico e que o aumento da temperatura da água de processo é de 40 °C; e

(*c*) a eficiência de utilização da planta.

Estados dos processos e dados selecionados

Estado	*P*, kPa	*T*, °C	*h*, kJ/kg	*s*, kJ/kg·K
1	10			
2	10.000			
3	10.000			
4	10.000	500	3.374	6,597
5	2.000		2.930	6,597
6	700		2.714	6,597
7	10		2.089	6,597

Dados de saturação

P, kPa	T_{sat}, °C	h_f, kJ/kg	v_f, m³/kg
10	45,8	191,7	0,00101
700	165	697,3	0,00111
2.000	212,4	908,6	0,00118
10.000	311	1.407,6	0,00145

Ciclos combinados gás-vapor

10–81C Em ciclos combinados gás-vapor, qual é a fonte de energia do vapor?

10–82C Por que o ciclo combinado gás-vapor é mais eficiente do que ambos os ciclos operando isoladamente?

10–83 Considere uma usina de potência com ciclo combinado gás-vapor que produz uma potência líquida de 450 MW. A razão de pressão do ciclo da turbina a gás é 14. O ar entra no compressor a 300 K, e na turbina, a 1.400 K. Os gases de combustão que saem da turbina a gás são usados para aquecer o vapor a 8 MPa até 400 °C em um trocador de calor. Os gases de combustão saem do trocador de calor a 460 K. Um aquecedor de água de alimentação aberto incorporado ao ciclo de vapor opera a uma pressão de 0,6 MPa. A pressão no condensador é de 20 kPa. Considerando que todos os processos de compressão e expansão sejam isentrópicos, determine (*a*) a razão entre os fluxos de massa de ar e de vapor, (*b*) a taxa de fornecimento de calor necessária na câmara de combustão e (*c*) a eficiência térmica do ciclo combinado.

10–84 Reconsidere o Prob. 10–83. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos de uma variação de 10 a 20 na razão de pressão do ciclo a gás sobre a razão entre os fluxos de massa de ar e de vapor e sobre a eficiência térmica do ciclo. Mostre e discuta os resultados como funções da razão de pressões do ciclo a gás em um gráfico.

10–85 Um ciclo combinado gás-vapor utiliza uma turbina a gás simples para o ciclo do topo e um ciclo de Rankine simples para o ciclo de baixo. Ar atmosférico entra na turbina a gás a 101 kPa e 20 °C, e a temperatura máxima do gás de ciclo é de 1.100 °C. Considere que a razão de pressão do compressor é igual a 8, a eficiência isentrópica do compressor é 85% e a eficiência isentrópica da turbina a gás é 90%. A corrente de gás sai do trocador de calor a uma temperatura de saturação do vapor que flui através do trocador de calor. Vapor escoa pelo trocador de calor com uma pressão de 6.000 kPa e sai a 320 °C. O condensador do ciclo a vapor opera a 20 kPa, e a eficiência isentrópica da turbina a vapor é de 90%. Determine o fluxo de massa de ar através do compressor de ar necessário para que esse sistema produza 100 MW de potência. Considere calores específicos constantes para o ar à temperatura ambiente.

Resposta: 279 kg/s

10–86 Um regenerador ideal é adicionado ao ciclo a gás do ciclo combinado no Prob. 10–85. Qual é a mudança na eficiência desse ciclo combinado?

10–87 Determine quais componentes do ciclo combinado no Prob. 10–85 têm o maior desperdício de potencial de trabalho.

10–88 Considere uma usina de potência com ciclo combinado gás-vapor que produz uma potência líquida de 280 MW. A razão de pressão do ciclo da turbina a gás é 11. O ar entra no compressor a 300 K, e na turbina, a 1.100 K. Os gases de combustão que saem da turbina a gás são usados para aquecer o vapor a 5 MPa até 350 °C em um trocador de calor. Os gases de combustão saem do trocador de calor a 420 K. Um aquecedor de água de alimentação aberto incorporado ao ciclo de vapor opera a uma pressão de 0,8 MPa. A pressão no condensador é de 10 kPa. Considerando eficiências isentrópicas de 100% para a bomba, 82% para o compressor e 86% para as turbinas a gás e a vapor, determine (*a*) a razão entre os fluxos de massa de ar e de vapor, (*b*) a taxa de fornecimento de calor necessária na câmara de combustão e (*c*) a eficiência térmica de ciclo combinado.

10–89 Reconsidere o Prob. 10–88. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos da razão de pressão do ciclo a gás quando ela varia de 10 a 20 sobre a razão entre os fluxos de massa de gás e de vapor sobre a eficiência térmica do ciclo. Trace curvas para os resultados como funções da razão de pressões do ciclo a gás e discuta os resultados.

10–90 Considere um ciclo combinado gás-vapor. O ciclo superior é um ciclo Brayton simples com razão de pressão igual a 7. Ar entra no compressor a 15 °C e a uma vazão de 10 kg/s; na turbina a gás, entra a 950 °C. O ciclo inferior é um ciclo de Rankine com reaquecimento entre os limites de pressão de 6 MPa e 10 kPa. O vapor é aquecido em um trocador de calor a uma vazão de 1,15 kg/s pelos gases de exaustão que deixam a turbina a gás, e os gases de exaustão saem do trocador de calor a 200 °C. O vapor sai

da turbina de alta pressão a 1,0 MPa e é reaquecido a 400 °C no trocador de calor antes de se expandir na turbina de baixa pressão. Considerando uma eficiência isentrópica de 80% para as bombas e para as turbinas, determine (*a*) o conteúdo de umidade na saída da turbina de baixa pressão, (*b*) a temperatura do vapor na entrada da turbina de alta pressão, (*c*) a potência líquida produzida e a eficiência térmica da usina combinada.

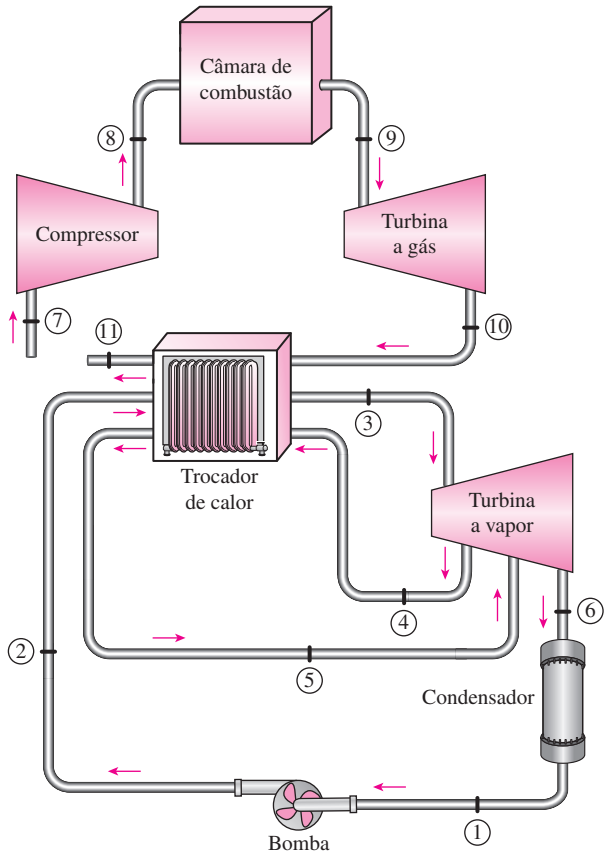


FIGURA P10–90

Tópico especial: ciclos binários a vapor

10–91C Qual é a diferença entre o ciclo binário a vapor e o ciclo combinado gás-vapor?

10–92C O que é um ciclo de potência binário? Qual é a sua finalidade?

10–93C Por que o vapor de água não é um fluido de trabalho ideal para os ciclos de potência a vapor?

10–94C Por que o mercúrio é um fluido de trabalho adequado para a parte superior de um ciclo binário a vapor, mas não para o ciclo inferior?

10–95 Escrevendo um balanço de energia para o trocador de calor de um ciclo binário a vapor, obtenha uma equação para a razão entre os fluxos de massa dos dois fluidos considerando suas entalpias.

Problemas de revisão

10–96 Uma usina de potência a vapor opera segundo um ciclo de Rankine simples ideal, além de manter a caldeira a 6.000 kPa, a entrada da turbina a 600 °C e o condensador a 50 kPa. Compare a eficiência térmica do ciclo nas seguintes condições: (*a*) o líquido entra na bomba como líquido saturado e (*b*) o líquido entra na bomba 11,3 °C mais frio do que o líquido saturado à pressão do condensador.

10–97E A usina de energia geotérmica Stillwater, em Nevada, entrou em plena operação comercial em 1986, e foi projetada para operar com sete unidades idênticas. Cada uma dessas sete unidades consiste em um par de ciclos de potência, identificados como Nível I e Nível II, operando segundo o ciclo de Rankine simples que utiliza um fluido orgânico como fluido de trabalho.

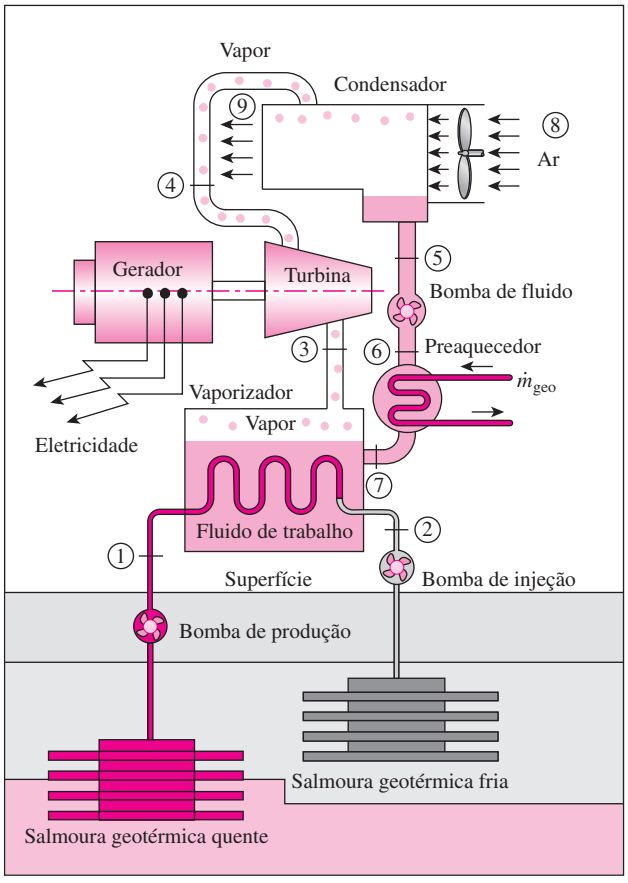


FIGURA P10–97E
Esquema de uma usina de potência binária geotérmica.
Cortesia da ORMAT Energy Systems, Inc.

A fonte de calor para a usina é a água geotérmica (água salgada) que entra no vaporizador (caldeira) de Nível I de cada unidade a 325 °F a uma taxa de 384.286 lbm/h e entrega 22,79 MBtu/h ("M" significa "milhões"). O fluido orgânico que entra no vaporizador a 202,2 °F a uma taxa de 157.895 lbm/h sai a 282,4 °F e 225,8 psia na

forma de vapor saturado. Esse vapor saturado se expande na turbina até 19,0 psia e 95,8 °F, produzindo 1.271 kW de energia elétrica. Cerca de 200 kW dessa potência é usada pelas bombas, os acessórios e os seis ventiladores do condensador. Subsequentemente, o fluido de trabalho orgânico é condensado em um condensador resfriado a ar, que entra no condensador a 55 °F, a uma taxa de 4.195.100 lbm/h, saindo a 84,5 °F. O fluido de trabalho é bombeado e depois preaquecido em um preaquecedor até 202,2 °F, absorvendo 11,14 MBtu/h de calor da água geotérmica (proveniente do vaporizador de Nível II) que entra no preaquecedor a 211,8 °F e sai a 154,0 °F. Considerando o calor específico médio da água geotérmica como 1,03 Btu/lbm·°F, determine (*a*) a temperatura de saída da água geotérmica do vaporizador, (*b*) a taxa de rejeição de calor do fluido de trabalho para o ar no condensador, (*c*) o fluxo de massa da água geotérmica no preaquecedor e (*d*) a eficiência térmica do ciclo Nível I da usina geotérmica.

Respostas: (*a*) 267,4 °F; (*b*) 29,7 MBtu/h; (*c*) 187.120 lbm/h; (*d*) 10,8%

10–98 Uma usina de potência a vapor opera segundo um ciclo de Rankine ideal com dois estágios de reaquecimento e produz uma potência líquida de 75 MW. Vapor entra em todos os três estágios da turbina a 550 °C. A pressão máxima do ciclo é de 10 Mpa, e a pressão mínima é de 30 kPa. O vapor é reaquecido a 4 MPa na primeira vez, e a 2 MPa na segunda. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a eficiência térmica do ciclo e (*b*) o fluxo de massa do vapor.

Respostas: (*a*) 40,5%; (*b*) 48,5 kg/s

10–99 Considere uma usina de potência a vapor de água que opera no ciclo de Rankine ideal com reaquecimento entre os limites de pressão de 25 MPa e 10 kPa, a uma temperatura máxima de 600 °C e com um conteúdo de umidade de 8% na saída da turbina. Para uma temperatura de reaquecimento de 600 °C, determine as pressões de reaquecimento do ciclo para os casos de (*a*) reaquecimento simples e (*b*) reaquecimento duplo.

10–100 Considere uma usina de potência a vapor que opera em um ciclo de Rankine regenerativo e produz uma potência líquida de 150 MW. Vapor entra na turbina a 10 MPa e 500 °C, e no condensador, a 10 kPa. As eficiências isentrópicas da turbina e das bombas correspondem a 80% e 95% respectivamente. Vapor é extraído da turbina a 0,5 MPa para aquecer água de alimentação em um aquecedor aberto. A água deixa o aquecedor de água de alimentação como líquido saturado. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* e determine (*a*) o fluxo de massa de vapor na caldeira e (*b*) a eficiência térmica do ciclo. Determine também a destruição de exergia associada ao processo de regeneração. Considere uma temperatura da fonte de 1.300 K e uma temperatura do sumidouro de 303 K.

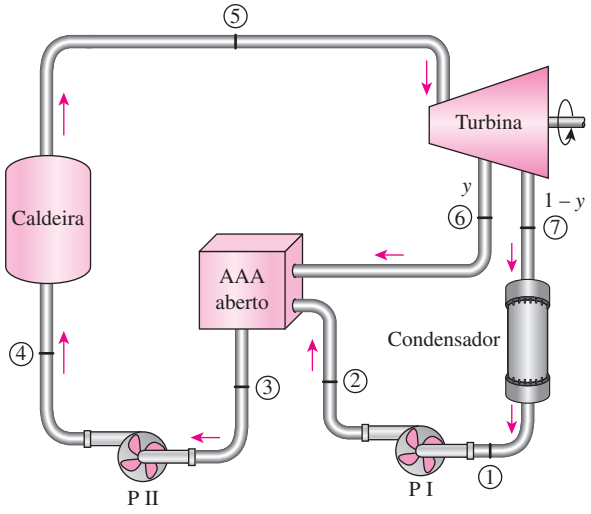


FIGURA P10–100

10–101 Repita o Prob. 10–100, considerando agora que as bombas e a turbina são isentrópicas.

10–102 Considere um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração com um aquecedor de água de alimentação aberto. A pressão na caldeira é 10 MPa, a pressão no condensador é de 15 kPa, a pressão de reaquecimento é de 1 MPa e a pressão no aquecedor de água de alimentação é de 0,6 MPa. Vapor entra nas turbinas de alta e baixa pressão a 500 °C. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* que inclua as linhas de saturação e determine (*a*) a fração do vapor extraída para regeneração e (*b*) a eficiência térmica do ciclo.

Respostas: (*a*) 0,144; (*b*) 42,1%

10–103 Repita o Prob. 10–102, considerando uma eficiência isentrópica de 85% para as turbinas e de 100% para as bombas.

10–104 Uma usina de potência a vapor operando segundo um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento e regeneração com três aquecedores de água de alimentação, como mostrado na figura, mantém a caldeira a 6.000 kPa, o condensador a 7,5 kPa, o reaquecedor a 800 kPa, o aquecedor de água de alimentação fechado mantido a alta pressão a 3.000 kPa, o aquecedor de água de alimentação fechado mantido a baixa pressão a 1.800 kPa e o aquecedor de água de alimentação aberto a 100 kPa. A temperatura à entrada de ambas as turbinas é de 500 °C. Determine as seguintes grandezas para esse sistema por unidade de fluxo de massa através da caldeira.

(*a*) O fluxo de massa necessário para manter a alta pressão, o aquecedor de água de alimentação fechado.

(*b*) O fluxo de massa necessário para manter a baixa pressão, o aquecedor de água de alimentação fechado.

(*c*) O fluxo de massa necessário para manter o aquecedor de água de alimentação aberto.

(*d*) O fluxo através do condensador.

(*e*) O trabalho produzido pela turbina de alta pressão.

(*f*) O trabalho produzido pela turbina de baixa pressão.

(*g*) O calor fornecido na caldeira e no reaquecedor.

(*h*) O calor rejeitado no condensador.

(*i*) A eficiência térmica.

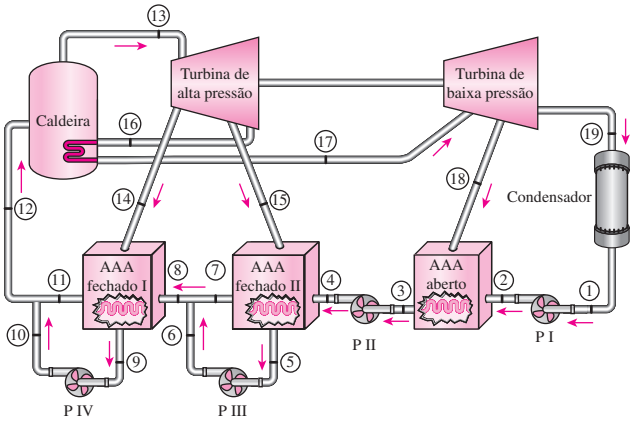


FIGURA P10–104

10–105 Reconsidere o Prob. 10–104. Usando o EES (ou outro programa), determine a pressão de extração ótima para o aquecedor de água de alimentação aberto que maximiza a eficiência térmica do ciclo.

10–106 Vapor deve ser fornecido por uma caldeira a uma turbina de alta pressão, cuja eficiência isentrópica é de 75%, em condições a serem determinadas. O vapor deve sair da turbina de alta pressão como vapor saturado a 1,4 Mpa, e a turbina deve produzir 1 MW de potência. Na saída da turbina, vapor é extraído a uma vazão de 1.000 kg/min e conduzido para uma unidade de processamento térmico, enquanto o restante do vapor alimenta uma turbina de baixa pressão cuja eficiência isentrópica é de 60%. A turbina de baixa pressão expande o vapor até 10 kPa e produz 0,8 MW de potência. Determine a temperatura, a pressão e o fluxo de massa de vapor na entrada da turbina de alta pressão.

10–107 Uma instalação têxtil requer 4 kg/s de vapor saturado a 2 MPa, que é extraído da turbina de uma usina de cogeração. Vapor entra na turbina a 8 MPa e 500 °C a uma vazão de 11 kg/s, saindo a 20 kPa. O vapor extraído deixa a unidade de processamento térmico como líquido saturado e se mistura à água de alimentação a uma pressão constante. A mistura é bombeada até a pressão da caldeira. Considerando uma eficiência isentrópica de 88% para a turbina e para as bombas, determine (*a*) a taxa de fornecimento de calor para o processo térmico, (*b*) a potência líquida produzida e (*c*) o fator de utilização da usina.

Respostas: (*a*) 8,56 MW; (*b*) 8,60 MW; (*c*) 53,8%

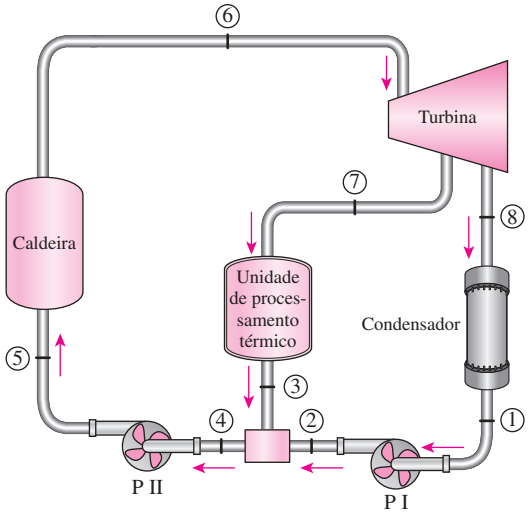


FIGURA P10–107

10–108E Ar atmosférico entra no compressor de ar de um sistema de potência de ciclo combinado gás-vapor simples a 14,7 psia e 80 °F. A razão de compressão do compressor de ar é 10, a temperatura máxima do gás do ciclo é 2.100 °F e o compressor de ar e a turbina têm uma eficiência isentrópica de 90%. O gás sai do trocador de calor 50 °F mais quente do que a temperatura de saturação do vapor no trocador de calor. A pressão de vapor no trocador de calor é de 800 psia, e o vapor sai do trocador de calor a 600 °F. A pressão de vapor do condensador é de 5 psia, e a eficiência isentrópica da turbina de vapor é 95%. Determine a eficiência térmica global do ciclo combinado. Para o ar, considere calores específicos constantes à temperatura ambiente. *Resposta:* 46,4%

10–109E Foi sugerido que o vapor que passa através do condensador do ciclo combinado no Prob. 10–108E seja encaminhado para edifícios durante o inverno, a fim de aquecê-los. Quando isso for feito, a pressão no sistema de aquecimento, onde o vapor é condensado, terá de ser aumentada para 10 psia. Como isso muda a eficiência térmica global do ciclo combinado?

10–110E Durante o inverno, o sistema do Prob. 10–109E deve fornecer 2×10^6 Btu/h de calor para os edifícios. Qual é o fluxo de massa de ar que passa através do compressor de ar e a produção total de potência elétrica do sistema no inverno?

Respostas: 27.340 lbm/h, 1.286 kW

10–111 O ciclo de turbina a gás de uma usina de ciclo combinado gás-vapor tem uma razão de pressão igual a 12. O ar entra no compressor a 310 K, e na turbina, a 1.400 K. Os gases de combustão que saem da turbina a gás são utilizados para aquecer o vapor a 12,5 MPa até 500 °C em um trocador de calor. Os gases de combustão saem do trocador de calor a 247 °C. O vapor se expande em uma turbina de alta pressão até 2,5 MPa e é reaquecido na câmara de combustão até 550 °C antes de se expandir em uma turbina de

baixa pressão até 10 kPa. O fluxo de massa do vapor é de 12 kg/s. Considerando que todos os processos de compressão e expansão sejam isentrópicos, determine (*a*) o fluxo de massa do ar no ciclo de turbina a gás, (*b*) a taxa total de fornecimento de calor e (*c*) a eficiência térmica de ciclo combinado.

Respostas: (*a*) 154 kg/s, (*b*) $1{,}44 \times 10^5$ kJ/s, (*c*) 59,1%

10–112 Repita o Prob. 10–111 considerando eficiências isentrópicas de 100% para a bomba, 80% para o compressor e 85% para as turbinas a gás e a vapor.

10–113 Um ciclo a vapor de Rankine ideal modificado com dois aquecedores de água de alimentação fechado e um aquecedor de água de alimentação aberto é mostrado na Fig. 10–113. O ciclo de potência recebe 100 kg/s de vapor a alta pressão na entrada para a turbina. Os estados de saída do aquecedor da água de alimentação para o aquecedor da água de alimentação da caldeira e o vapor condensado correspondem aos estados considerados normalmente ideais. Use os dados fornecidos nas tabelas dadas a seguir para

(*a*) Esboçar o diagrama *T*-*s* para o ciclo ideal.

(*b*) Determinar a fração de massa *y* extraída para o aquecedor de água de alimentação aberto.

(*c*) Se, em adição ao resultado obtido no item (*b*), a fração da massa que entra na turbina de alta pressão no estado 7 extraída para o funcionamento do aquecedor de água de alimentação fechado operando a 140 kPa é $z = 0{,}0655$, e se a 1.910 kPa a fração de extração é $w = 0{,}0830$, determine o aumento de temperatura da água de resfriamento no condensador, em °C, quando o fluxo de água de resfriamento é 4.200 kg/s. Considere $c_p = 4{,}18$ kJ/kg·K para a água de resfriamento.

(*d*) determinar a taxa de calor rejeitado no condensador e a eficiência térmica da usina.

Estados dos processos e dados selecionados

Estado	*P*, kPa	*T*, °C	*h*, kJ/kg	*s*, kJ/kg·K
1	20			
2	620			
3	620			
4	620			
5	5.000			
6	5.000			
7	5.000	700	3.900	7,514
8	1.910		3.515	7,514
9	620		3.154	7,514
10	140		2.799	7,514
11	20		2.478	7,514

Dados de saturação

P, kPa	T_{sat}, °C	v_l, m³/kg	h_l, kJ/kg	s_v, kJ/kg·K
20	60,1	0,00102	251	7,907
140	109,3	0,00105	458	7,246
620	160,1	0,00110	676	6,748
1.910	210,1	0,00117	898	6,356
5.000	263,9	0,00129	1154	5,973

10–114 Na Fig. 10-114, é mostrado um ciclo a vapor de Rankine modificado ideal, utilizado para reaquecer dois aquecedores de água de alimentação fechados e uma unidade de processamento térmico. O ciclo de energia produz 300 MW de potência líquida. Os estados de saída do aquecedor de água de alimentação para a água de alimentação da caldeira e o vapor condensado são normalmente considerados estados ideais. A fração de massa que entra na turbina de alta pressão no estado 5 que é extraída para o funcionamento do aquecedor de água de alimentação a 1.400 kPa é $y = 0{,}1160$. Uma quantidade de 15% ($z = 0{,}15$) do vapor que entra na turbina de alta pressão é extraída da turbina de baixa pressão a 245 kPa para uso em uma unidade de processamento térmico a uma pressão constante; esse vapor é enviado para o aquecedor de água de alimentação fechado a 150 kPa por um purgador. Use os dados fornecidos nas tabelas seguintes para

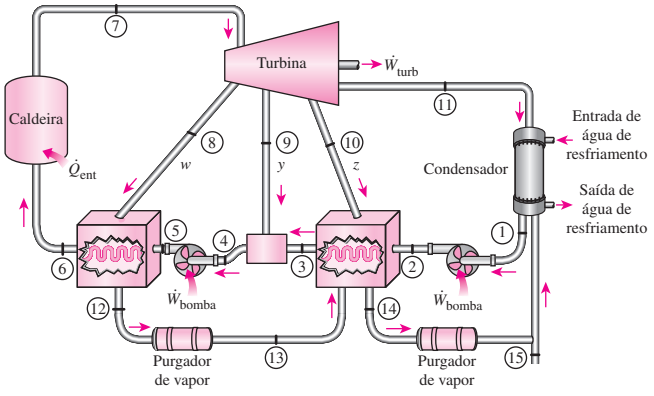


FIGURA P10–113

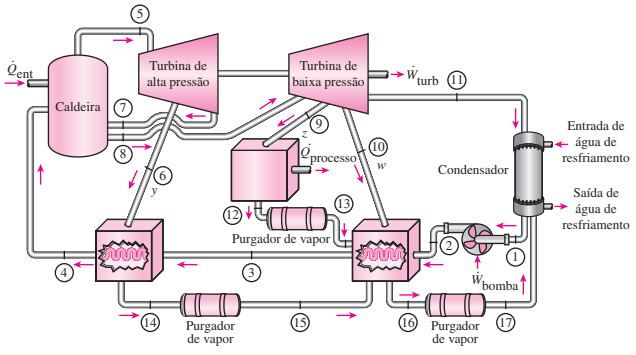


FIGURA P10–114

(*a*) Esboçar o diagrama *T*-*s* para o ciclo ideal.

(*b*) Determinar a fração de massa *w* que é extraída para o aquecedor de água de alimentação fechado operando a uma pressão de extração de 150 kPa para o ciclo ideal.

(*c*) Determinar o fluxo de massa através da caldeira, a taxa de calor fornecida para o processo e a eficiência de utilização da usina de cogeração.

Estados dos processos e dados selecionados

Estado	*P*, kPa	*T*, °C	*h*, kJ/kg	*s*, kJ/kg·K
1	20	60,11		
2	5.000			
3	5.000			
4	5.000			
5	5.000	700	3.894	7,504
6	1.400		3.400	7,504
7	1.200		3.349	7,504
8	1.200	600	3.692	7,938
9	245		3.154	7,938
10	150		3.023	7,938
11	20		2.620	7,938

Dados de saturação

P, kPa	v_f, m³/kg	h_f, kJ/kg	*sg*, kJ/kg·K
20	0,00102	251,4	7,791
150		467	7,225
245		533	7,061
1.200		798	6,519
1.400		830	6,465
5.000	0,00129	1.154	5,979

10–115 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão no condensador sobre o desempenho de um ciclo de Rankine simples ideal. As condições do vapor na entrada da turbina devem ser mantidas constantes a 10 MPa e 550 °C, enquanto a pressão no condensador varia de 5 kPa até 100 kPa. Determine a eficiência térmica do ciclo, trace uma curva para a eficiência em função da pressão do condensador e discuta os resultados.

10–116 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do superaquecimento do vapor sobre o desempenho de um ciclo de Rankine simples ideal. O vapor entra na turbina a 3 MPa e sai a 10 kPa. Considere uma variação de 250 °C até 1.100 °C para a temperatura na entrada da turbina. Determine a eficiência térmica do ciclo, trace uma curva para a eficiência em função da temperatura na entrada da turbina e discuta os resultados.

10–117 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do número de estágios de reaquecimento sobre o desempenho de um ciclo de Rankine ideal. As pressões máxima e mínima do ciclo são 15 MPa e 10 kPa, respectivamente, e o vapor entra em todos os estágios da turbina a 500 °C. Para cada caso, mantenha aproximadamente a mesma razão de pressões em cada estágio da turbina. Determine a eficiência térmica do ciclo para um, dois, quatro e oito estágios de reaquecimento, trace uma curva para a eficiência em função do número de estágios e discuta os resultados.

10–118 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito do número de estágios de regeneração sobre o desempenho de um ciclo de Rankine regenerativo ideal. O vapor entra na turbina a 10 MPa e 500 °C, e no condensador, a 10 kPa. Para cada caso, mantenha aproximadamente a mesma diferença de temperatura entre dois estágios de regeneração consecutivos. Determine a eficiência térmica do ciclo para um, dois, três, quatro, cinco, seis, oito e dez estágios de regeneração, trace uma curva para a eficiência em função do número de estágios e discuta os resultados.

10–119 Mostre que a eficiência térmica de uma usina de potência de ciclo combinado gás-vapor η_{cc} pode ser expressa como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_v - \eta_g\eta_v$$

onde $\eta_g = W_g/Q_{ent}$ e $\eta_v = W_v/Q_{g,\,sai}$ correspondem às eficiências térmicas dos ciclos a gás e dos ciclos a vapor, respectivamente. Considerando essa relação, determine a eficiência térmica de um ciclo combinado que consiste em um ciclo superior de turbina a gás com uma eficiência de 40% e um ciclo inferior de turbina a vapor com uma eficiência de 30%.

10–120 É possível mostrar que a eficiência térmica de uma usina de potência de ciclo combinado gás-vapor η_{cc} pode ser expressa pelas eficiências térmicas dos ciclos de turbina a gás e a vapor como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_v - \eta_g\eta_v$$

Prove que o valor de η_{cc} é maior que o valor de η_g ou η_v.Ou seja, o ciclo combinado é mais eficiente do que os ciclos de turbina a gás ou a vapor considerados isoladamente.

10–121 Partindo da Eq. 10–20, mostre que a destruição da exergia associada a um ciclo de Rankine simples ideal pode ser expressa como $i = q_{ent}(\eta_{t,Carnot} - \eta_t)$, onde η_t é a eficiência do ciclo de Rankine e $\eta_{t,Carnot}$ é a eficiência do ciclo de Carnot operando entre os mesmos limites de temperatura.

Problemas de múltipla escolha

10–122 Considere um ciclo de Rankine simples ideal. Se a pressão no condensador diminuir enquanto o estado de entrada da turbina é mantido,

(*a*) o trabalho produzido pela turbina diminuirá.

(*b*) o calor rejeitado diminuirá.

(*c*) a eficiência do ciclo diminuirá.

(*d*) o conteúdo de umidade na saída da turbina diminuirá.

(*e*) o consumo de trabalho na bomba diminuirá.

10–123 Considere um ciclo de Rankine simples ideal, com pressões na caldeira e no condensador fixas. Se a temperatura do vapor superaquecido aumentar,

(*a*) o trabalho produzido pela turbina diminuirá.

(*b*) o calor rejeitado diminuirá.

(*c*) a eficiência do ciclo diminuirá.

(*d*) o conteúdo de umidade na saída da turbina diminuirá.

(*e*) o calor fornecido diminuirá.

10–124 Considere um ciclo de Rankine simples ideal com pressões na caldeira e no condensador fixas. Se o ciclo for modificado com reaquecimento,

(*a*) o trabalho produzido pela turbina diminuirá.

(*b*) o calor rejeitado diminuirá.

(*c*) o consumo de trabalho na bomba diminuirá.

(*d*) o conteúdo de umidade na saída da turbina diminuirá.

(*e*) o calor fornecido diminuirá.

10–125 Considere um ciclo de Rankine simples ideal com pressões na caldeira e no condensador fixas. Se o ciclo for modificado com regeneração, a qual adota um aquecedor de água de alimentação aberto (selecione a afirmação correta por unidade de massa do vapor que escoa na caldeira),

(*a*) o trabalho produzido pela turbina diminuirá.

(*b*) o calor rejeitado aumentará.

(*c*) a eficiência térmica do ciclo diminuirá.

(*d*) o título do vapor na saída da turbina diminuirá.

(*e*) o calor fornecido aumentará.

10–126 Considere um ciclo de Carnot com escoamento em regime permanente, utilizando água como fluido de trabalho e executado sob um domo de saturação entre os limites de pressão de 3 MPa e 10 kPa. A água muda de líquido saturado para vapor saturado durante o processo de fornecimento de calor. O trabalho líquido produzido por esse ciclo é

(*a*) 666 kJ/kg (*b*) 888 kJ/kg (*c*) 1.040 kJ/kg

(*d*) 1.130 kJ/kg (*e*) 1.440 kJ/kg

10–127 Um ciclo de Rankine simples ideal opera entre os limites de pressão de 10 kPa e 3 MPa, com uma temperatura na entrada da turbina de 600 °C. Desprezando o trabalho da bomba, a eficiência do ciclo será de

(*a*) 24 % (*b*) 37% (*c*) 52%

(*d*) 63% (*e*) 71%

10–128 Um ciclo de Rankine simples ideal opera entre os limites de pressão de 10 kPa e 5 MPa, com uma temperatura na entrada da turbina de 600 °C. A fração de massa de líquido na saída da turbina é de

(*a*) 6% (*b*) 9% (*c*) 12%

(*d*) 15% (*e*) 18%

10–129 Uma usina a vapor opera no ciclo de Rankine simples ideal entre os limites de pressão de 10 kPa e 5 MPa, com uma temperatura na entrada da turbina de 600 °C. A taxa de transferência de calor na caldeira é de 300 kJ/s. Desprezando o trabalho da bomba, a potência produzida por essa usina será de

(*a*) 93 kW (*b*) 118 kW (*c*) 190 kW

(*d*) 216 kW (*e*) 300 kW

10–130 Considere uma usina de potência com ciclo combinado gás-vapor. A água do ciclo a vapor é aquecida pelos gases de exaustão que entram a 800 K com uma vazão de 60 kg/s e saem a 400 K em um trocador de calor bem isolado. A água entra no trocador de calor a 200 °C e 8 MPa e sai a 350 °C e 8 MPa. Considerando que os gases de exaustão se comportam como ar com calores específicos constantes à temperatura ambiente, o fluxo de massa de água no trocador de calor resulta

(*a*) 11 kg/s (*b*) 24 kg/s (*c*) 46 kg/s

(*d*) 53 kg/s (*e*) 60 kg/s

10–131 Um ciclo de Rankine ideal com reaquecimento opera entre os limites de pressão de 10 kPa e 8 MPa, com o reaquecimento ocorrendo a 4 MPa; a temperatura do vapor nas entradas de ambas as turbinas é de 500 °C. Considere que a entalpia do vapor é de 3.185 kJ/kg na saída da turbina de alta pressão, e 2.247 kJ/kg na saída da turbina de baixa pressão. Desprezando o trabalho da bomba, a eficiência do ciclo será de

(*a*) 29% (*b*) 32% (*c*) 36%

(*d*) 41% (*e*) 49%

10–132 A água de alimentação pressurizada de uma usina de potência a vapor deve ser aquecida pelo vapor extraído da turbina em um aquecedor de água de alimentação aberto que opera na pressão de 2 MPa. Considerando que a entalpia da água de alimentação é de 252 kJ/kg e a entalpia do vapor extraído é igual a 2.810 kJ/kg, a fração de massa do vapor extraído da turbina será de

(*a*) 10% (*b*) 14% (*c*) 26%

(*d*) 36% (*e*) 50%

10–133 Considere uma usina a vapor que opera no ciclo de Rankine regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. A entalpia do vapor é de 3.374 kJ/kg na entrada da turbina, de 2.797 kJ/kg no local da extração e de 2.346 kJ/kg na saída da turbina. A potência líquida produzida pela usina é de 120 MW, e a fração de vapor extraída da turbina para regeneração é de 0,172. Considerando que o trabalho da bomba é desprezível, o fluxo de massa do vapor na entrada da turbina será de

(*a*) 117 kg/s (*b*) 126 kg/s (*c*) 219 kg/s

(*d*) 268 kg/s (*e*) 679 kg/s

10–134 Considere uma usina de cogeração modificada com regeneração. Vapor entra na turbina a 6 MPa e 450 °C a uma vazão de 20 kg/s, expandindo-se até 0,4 MPa. Nessa pressão, 60% do vapor é extraído da turbina, e o restante se expande até 10 kPa. Parte do vapor extraído é usada para aquecer água de alimentação em um aquecedor de água de alimentação aberto. O restante do vapor extraído é usado para aquecimento e sai da unidade de processamento térmico como líquido saturado a 0,4 MPa. Em seguida, ele é misturado à água de alimentação que sai do aquecedor de água de alimentação, e essa mistura é bombeada até a pressão da caldeira. O vapor do condensador é resfriado e condensado pela água de resfriamento de um rio próximo, que entra no condensador adiabático a uma vazão de 463 kg/s.

1. A produção total de potência na turbina é

(*a*) 17,0 MW (*b*) 8,4 MW (*c*) 12,2 MW

(*d*) 20,0 MW (*e*) 3,4 MW

2. O aumento da temperatura da água de resfriamento no condensador é de
   (*a*) 8,0 °C (*b*) 5,2 °C (*c*) 9,6 °C
   (*d*) 12,9 °C (*e*) 16,2 °C
3. O fluxo de massa de vapor na unidade de processamento térmico é
   (*a*) 1,6 kg/s (*b*) 3,8 kg/s (*c*) 5,2 kg/s
   (*d*) 7,6 kg/s (*e*) 10,4 kg/s
4. A taxa de fornecimento de calor na unidade de processamento térmico por unidade de massa de vapor que passa através dela é de
   (*a*) 246 kJ/kg (*b*) 893 kJ/kg (*c*) 1.344 kJ/kg
   (*d*) 1.891 kJ/kg (*e*) 2.060 kJ/kg
5. A taxa de transferência de calor para o vapor na caldeira é de
   (*a*) 26,0 MJ/s (*b*) 53,8 MJ/s (*c*) 39,5 MJ/s
   (*d*) 62,8 MJ/s (*e*) 125,4 MJ/s

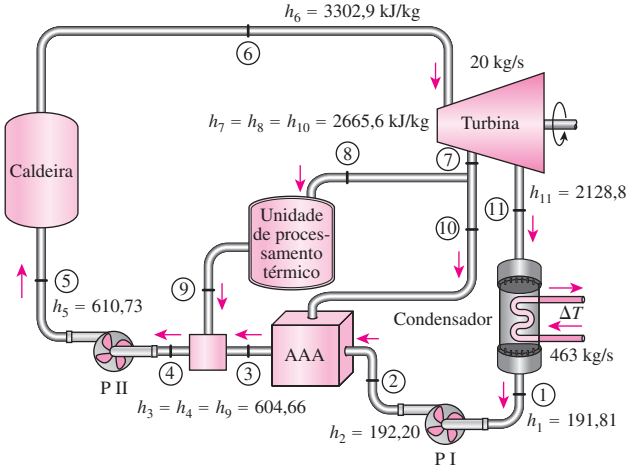


FIGURA P10–134

10–136 Considera-se a construção de uma usina geotérmica de 10 MW em um local onde existe água geotérmica disponível a 230 °C. A água geotérmica é estrangulada em uma câmara de *flash* para uma pressão mais baixa; nesse processo, parte da água se evapora. Na saída da câmara, o líquido é retornado para o solo, enquanto o vapor é utilizado para acionar a turbina a vapor. As pressões na entrada e na saída da turbina devem permanecer acima de 200 kPa e de 8 kPa, respectivamente. Uma câmara de *flash* operando em uma alta pressão produz uma pequena quantidade de vapor com alta exergia, enquanto uma câmara operando em uma baixa pressão resulta em uma quantidade consideravelmente maior de vapor, mas com exergia mais baixa. Experimentando diversas pressões, determine a pressão ideal da câmara de *flash* para maximizar a produção de potência por unidade de massa de água geotérmica retirada. Determine também a eficiência térmica de cada caso, considerando que 10% da potência produzida é usada para acionar as bombas e outros equipamentos auxiliares.

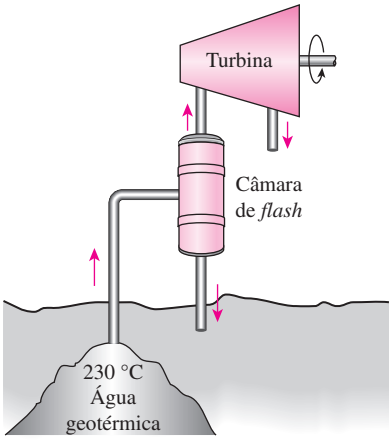


FIGURA P10–136

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

10–135 Projete um ciclo de potência a vapor que possa atingir uma eficiência térmica de pelo menos 40%, considerando a condição de que todas as turbinas devem ter uma eficiência isentrópica de 85% e todas as bombas possuam uma eficiência isentrópica de 60%. Prepare um relatório de engenharia que descreva seu projeto. Seu relatório de projeto deve incluir, mas não se limitar, ao seguinte:

(*a*) Discussão dos diversos ciclos que foram experimentados para atender ao objetivo, bem como os aspectos positivos e negativos do seu projeto.

(*b*) Esquema da instalação e diagrama *T-s* com os diversos estados numerados e informações sobre valores de temperatura, pressão, entalpia e entropia.

(*c*) Exemplos de cálculos.

10–137 Uma fornalha a gás natural de uma fábrica têxtil é usada para fornecer vapor a 130 °C. Em épocas de alta demanda, a fornalha fornece calor para o vapor a uma taxa de 30 MJ/s. A instalação também utiliza até 6 MW de energia elétrica comprada da empresa local de energia elétrica. A direção da fábrica está considerando a possibilidade de converter a instalação existente em uma usina de cogeração, para atender aos requisitos de calor de processo e potência. Seu trabalho é propor alguns projetos. Projetos com base em uma turbina a gás ou uma turbina a vapor devem ser considerados. Em primeiro lugar, decida se será um sistema baseado em uma turbina a gás ou a vapor aquele que atenderá melhor a essas necessidades, levando em conta o custo e a complexidade. Em seguida, proponha um projeto para a usina de cogeração completa com pressões, temperaturas e fluxos de massa. Mostre que o projeto proposto atende aos requisitos de potência e calor do processo da fábrica.

10–138 Projete o condensador de uma usina de potência a vapor que tem eficiência térmica de 40% e gera 10 MW de energia elétrica líquida. O vapor entra no condensador como vapor saturado a 10 kPa e deve ser condensado externamente aos tubos horizontais nos quais a água de resfriamento de um rio próximo escoa internamente. A elevação de temperatura da água de resfriamento é limitada a 8 °C, e a velocidade da água de resfriamento na tubulação é limitada a 6 m/s para manter a queda de pressão em níveis aceitáveis. Por experiência própria, você sabe que o fluxo de calor médio com base na superfície externa dos tubos pode ser 12.000 W/m^2. Especifique o diâmetro, o comprimento total e o arranjo dos tubos a fim de minimizar o volume do condensador.

10–139 A tecnologia de geração de potência pela energia geotérmica está bem estabelecida, e inúmeras usinas geotérmicas no mundo inteiro estão atualmente gerando eletricidade de forma econômica. As usinas geotérmicas binárias utilizam um fluido secundário volátil como o isobutano, o n-pentano e o R-114 em um ciclo fechado. Considere uma usina geotérmica binária com o R-114 como fluido de trabalho, o qual escoa a uma vazão de 600 kg/s. O R-114, vaporizado em uma caldeira a 115 °C pelo fluido geotérmico que entra a 165 °C, é condensado a 30 °C externamente aos tubos do condensador pela água de resfriamento que entra nos tubos a 18 °C. Baseado em experiências prévias, o fluxo de calor médio com base na superfície externa dos tubos pode ser de 4.600 W/m^2. A entalpia da vaporização do R-114 a 30 °C é h_{lv} = 121,5 kJ/kg. Especifique (*a*) o comprimento, o diâmetro e o número de tubos, bem como o arranjo dos tubos no condensador que devem minimizar o seu volume global, (*b*) o fluxo de massa da água de resfriamento e (*c*) o fluxo de massa necessário de água de reposição, considerando que uma torre de arrefecimento é usada para rejeitar o calor da água de resfriamento. A velocidade do líquido deve permanecer abaixo dos 6 m/s, e o comprimento dos tubos é limitado a 8 m.

10–140 Os gases de combustão que saem das centrais de potência estão a aproximadamente 150 °C. Projete um ciclo de Rankine básico que utiliza água, refrigerante-134a ou amônia como fluido de trabalho e produz a quantidade máxima de trabalho a partir dessa fonte de energia enquanto rejeita calor para o ar ambiente a 40 °C. Você deve utilizar uma turbina com eficiência de 92% e título de saída não inferior a 85%.

10–141 Entre em contato com uma empresa de geração de potência a vapor e obtenha informações sobre os aspectos termodinâmicos de sua unidade mais recente. Caso se trate de uma usina convencional, descubra por que ela – e não uma usina altamente eficiente de ciclo combinado – foi a escolhida.

10–142 Condensadores de vapor de água resfriados a água são comumente usados em usinas de potência. Obtenha informações sobre os condensadores de vapor resfriados à água, realizando uma pesquisa sobre o assunto e também entrando em contato com alguns fabricantes de condensadores. Em um relatório, descreva os diversos tipos de condensadores, a forma como eles são projetados, a limitação de cada tipo e os critérios de seleção.

Capítulo

11

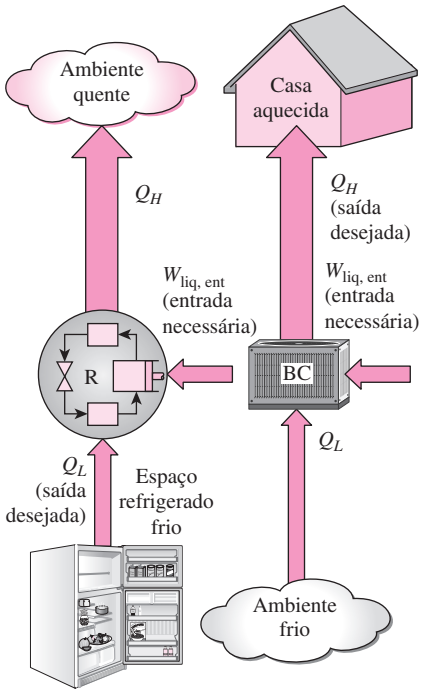
Ciclos de Refrigeração

Uma das grandes áreas de aplicação da termodinâmica é a *refrigeração*, que é a transferência de calor de uma região com temperatura mais baixa para outra com temperatura mais alta. Os dispositivos que produzem refrigeração são chamados de *refrigeradores*, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de *ciclos de refrigeração*. O ciclo de refrigeração mais usado é o *ciclo de refrigeração por compressão de vapor*, no qual o refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor. Outro ciclo de refrigeração conhecido é o *ciclo de refrigeração a gás*, no qual o refrigerante permanece sempre na fase gasosa. Os outros ciclos de refrigeração discutidos neste capítulo são a *refrigeração em cascata*, na qual é utilizado mais de um ciclo de refrigeração, a *refrigeração por absorção*, na qual o refrigerante é absorvido em um líquido antes de ser comprimido, e a *refrigeração termoelétrica* (discutida no Tópico de Interesse Especial), na qual a refrigeração é produzida pela passagem de corrente elétrica através de dois materiais diferentes.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Apresentar os conceitos dos refrigeradores e das bombas de calor e a medida de seu desempenho.
- Analisar o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.
- Analisar o ciclo de refrigeração por compressão de vapor real.
- Examinar os fatores envolvidos na seleção do fluido refrigerante (ou simplesmente refrigerante) adequado para determinada aplicação.
- Discutir a operação dos sistemas de refrigeração e bomba de calor.
- Avaliar o desempenho dos sistemas inovadores de refrigeração com compressão de vapor.
- Analisar os sistemas de refrigeração a gás.
- Apresentar os conceitos dos sistemas de refrigeração por absorção.
- Analisar os conceitos da geração de energia termoelétrica e refrigeração.



(*a*) Refrigerador (*b*) Bomba de calor

FIGURA 11–1 O objetivo de um refrigerador é remover o calor (Q_L) do meio refrigerado; o objetivo de uma bomba de calor é fornecer calor (Q_H) para um meio aquecido.

11–1 REFRIGERADORES E BOMBAS DE CALOR

Todos sabemos por experiência que o calor flui na direção do decréscimo da temperatura, ou seja, das regiões com temperatura mais alta para aquelas com temperatura mais baixa. O processo de transferência de calor ocorre na natureza sem a necessidade de dispositivos. O processo inverso, porém, não pode ocorrer por si mesmo. A transferência de calor de uma região de temperatura mais baixa para uma região de temperatura mais alta exige dispositivos especiais chamados **refrigeradores**.

Os refrigeradores são dispositivos cíclicos, e os fluidos de trabalho utilizados nos ciclos de refrigeração são chamados **refrigerantes**. Um refrigerador é mostrado de forma esquemática na Fig. 11–1*a*, na qual Q_L é a magnitude do calor removido do espaço refrigerado à temperatura T_L, Q_H é a magnitude do calor rejeitado para o espaço aquecido à temperatura T_H e $W_{liq, ent}$ é a entrada de trabalho líquido no refrigerador. Conforme foi discutido no Cap. 6, Q_L e Q_H representam as magnitudes e, portanto, são quantidades positivas.

Outro dispositivo que transfere o calor de um meio a baixa temperatura para um meio a alta temperatura é a **bomba de calor**. Os refrigeradores e as bombas de calor são essencialmente iguais. Eles diferem apenas em seus objetivos. O objetivo de um refrigerador é manter o espaço refrigerado a uma temperatura baixa, removendo o calor desse espaço. A rejeição desse calor em um meio a uma temperatura mais alta é meramente uma parte necessária da operação, e não a sua finalidade. Já o objetivo de uma bomba de calor é manter um espaço aquecido a uma temperatura alta. Isso se dá quando o calor é absorvido de uma fonte a baixa temperatura (como a água de um poço ou o ar exterior frio do inverno) e liberado em um meio mais quente, como uma casa, por exemplo. (Fig. 11–1*b*)

A performance dos refrigeradores e das bombas de calor é expressa pelo **coeficiente de performance** (COP), definido por

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Efeito de resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_L}{W_{liq, ent}} \quad \textbf{(11–1)}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_H}{W_{liq, ent}} \quad \textbf{(11–2)}$$

Essas relações também podem ser expressas na forma de taxa pela substituição das quantidades Q_L, Q_H, e $W_{liq, ent}$ por $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_H$ e $\dot{W}_{liq, ent}$ respectivamente. Observe que COP_R e COP_{BC} podem ser maiores do que 1. Uma comparação das Eqs. 11–1 e 11–2 revela que

$$\text{COP}_{BC} = \text{COP}_R + 1 \quad \textbf{(11–3)}$$

para valores fixos de Q_L e Q_H. Essa relação implica em $\text{COP}_{BC} > 1$, uma vez que COP_R é uma quantidade positiva. Ou seja, uma bomba de calor funciona, na pior das hipóteses, como um aquecedor a resistência, fornecendo a uma casa a mesma quantidade de energia que consome; mas na verdade, parte do Q_H se perde para o ar externo por meio da tubulação e de outros dispositivos, e o COP_{BC} pode cair abaixo da unidade quando a temperatura do ar exterior estiver baixa demais. Quando isso acontece, o sistema normalmente alterna para o modo de combustível (gás natural, propano, óleo, etc.) ou de aquecimento a resistência.

A *capacidade de resfriamento* de um sistema de refrigeração – ou seja, a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado – quase sempre é expressa em **toneladas de refrigeração**. A capacidade de um sistema de refrigeração que pode congelar 1 ton (2.000 lbm) de água líquida a 0 °C (32 °F) e transformá-la em gelo a 0 °C

em 24 h é chamada de 1 ton. Uma tonelada de refrigeração é equivalente a 211 kJ/min ou 200 Btu/min. A carga de resfriamento de uma residência típica de 200 m^2 está na faixa de 3 ton (10 kW).

11–2 O CICLO DE CARNOT REVERSO

Lembre-se de que no Cap. 6 vimos que o ciclo de Carnot é um ciclo totalmente reversível que consiste em dois processos isotérmicos reversíveis e em dois processos isentrópicos. Ele tem a eficiência térmica máxima para determinados limites de temperatura e serve como padrão de comparação para os ciclos de potência reais.

Como esse é um ciclo reversível, todos os quatro processos que compreendem o ciclo de Carnot podem ser revertidos. A reversão do ciclo também reverte as direções das interações de calor e trabalho. O resultado é um ciclo que opera na direção anti-horária em um diagrama *T-s*, o qual é chamado de **ciclo de Carnot reverso**. Um refrigerador ou uma bomba de calor que operam no ciclo de Carnot reverso são chamados de **refrigerador de Carnot** ou **bomba de calor de Carnot**.

Considere um ciclo de Carnot reverso executado dentro do domo de saturação de uma substância refrigerante, como mostra a Fig. 11–2. O refrigerante absorve calor de forma isotérmica de uma fonte a uma baixa temperatura T_L na quantidade de Q_L (processo 1-2), é comprimido de forma isentrópica até o estado 3 (a temperatura se eleva até T_H), rejeita calor de forma isotérmica para um sumidouro a uma alta temperatura T_H na quantidade de Q_H (processo 3-4) e se expande de forma isentrópica até o estado 1 (a temperatura cai até T_L). O refrigerante muda de um estado de vapor saturado até um estado de líquido saturado no condensador durante o processo 3-4.

Os coeficientes de performance dos refrigeradores de Carnot e das bombas de calor são expressos pelas relações entre as temperaturas

$$\text{COP}_{\text{R, Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{11–4}$$

e

$$\text{COP}_{\text{BC, Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{11–5}$$

Observe que ambos os COPs aumentam à medida que a diferença entre as duas temperaturas diminui, ou seja, à medida que T_L se eleva ou que T_H cai.

O ciclo de Carnot reverso é o ciclo de refrigeração *mais eficiente* que opera entre dois níveis especificados de temperatura. Assim, é natural considerá-lo a princípio como o ciclo ideal para refrigeradores e bombas de calor. Se pudéssemos, certamente adotaríamos esse como o ciclo ideal. Porém, como explicaremos a seguir, o ciclo de Carnot reverso não é um modelo adequado para os ciclos de refrigeração.

Os dois processos isotérmicos de transferência de calor não são difíceis de atingir na prática, uma vez que a manutenção da pressão constante automaticamente mantém a temperatura de uma mistura de duas fases no valor da temperatura de saturação. Assim, os processos 1-2 e 3-4 podem ser muito próximos dos obtidos em evaporadores e condensadores reais. Entretanto, na prática os processos 2-3 e 4-1 não podem ser obtidos com exatidão. Isso acontece porque o processo 2-3 envolve a compressão de uma mistura de líquido e vapor, o que exige um compressor que lide com duas fases, e o processo 4-1 envolve a expansão de refrigerante com alto conteúdo de umidade em uma turbina.

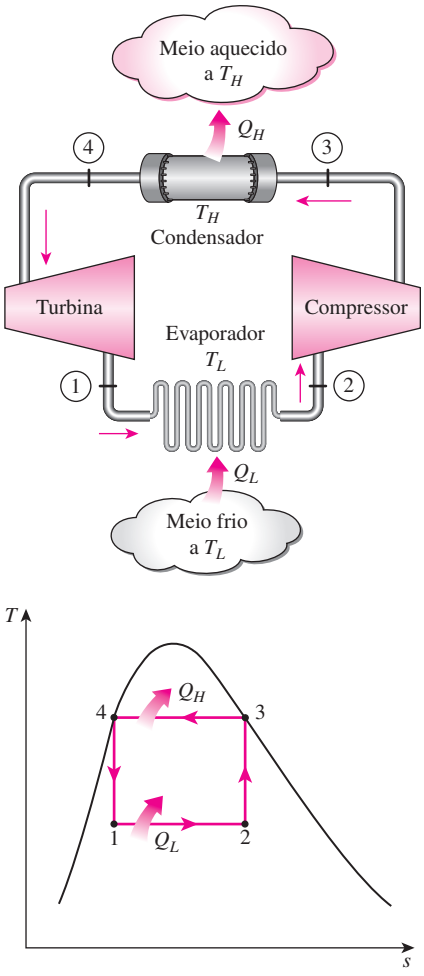


FIGURA 11–2 Esquema de um refrigerador de Carnot e diagrama *T-s* do ciclo de Carnot reverso.

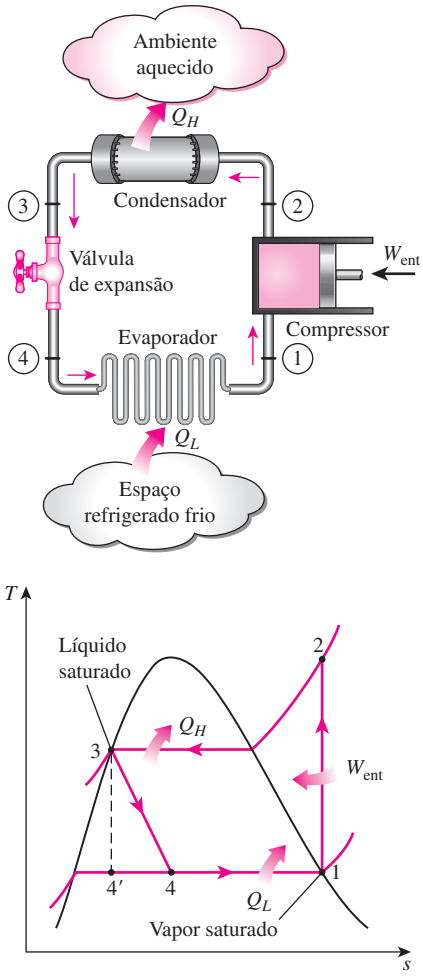


FIGURA 11–3 Esquema e diagrama *T-s* do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Parece que esses problemas poderiam ser eliminados pela execução do ciclo de Carnot reverso fora da região de saturação. Mas, nesse caso, temos dificuldade em manter condições isotérmicas durante os processos de absorção e rejeição de calor. Portanto, concluímos que o ciclo de Carnot reverso não pode ser aproximado por dispositivos reais e não é um modelo realista para os ciclos de refrigeração. Entretanto, o ciclo de Carnot reverso pode servir como padrão de comparação para os ciclos de refrigeração reais.

11–3 O CICLO IDEAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Muitas das dificuldades associadas ao ciclo de Carnot reverso podem ser eliminadas pela vaporização completa do refrigerante antes de sua compressão e pela substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento, como uma válvula de expansão ou um tubo capilar. O ciclo resultante é chamado de **ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor**, e é mostrado de forma esquemática no diagrama *T-s* da Fig. 11–3. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais usado para refrigeradores, sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor. Ele consiste em quatro processos:

1-2 Compressão isentrópica em um compressor
2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador
3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão
4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador

Em um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor o refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado e é comprimido de forma isentrópica até a pressão do condensador. A temperatura do refrigerante aumenta durante esse processo de compressão isentrópica até bem acima da temperatura da vizinhança. Em seguida, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido no estado 2 e sai como líquido saturado no estado 3 como resultado da rejeição de calor para a vizinhança. A temperatura do refrigerante nesse estado ainda está acima da temperatura da vizinhança.

O refrigerante líquido saturado no estado 3 é estrangulado até a pressão do evaporador ao passar através de uma válvula de expansão ou tubo capilar. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante cai abaixo da temperatura do espaço refrigerado. O refrigerante entra no evaporador no estado 4 como mistura saturada com baixo título de vapor e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado. O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo.

Em um refrigerador doméstico, os tubos do compartimento do congelador, no qual o calor é absorvido pelo refrigerante, servem como evaporadores. As serpentinas encontradas na parte de trás do refrigerador, onde o calor é dissipado para o ar da cozinha, servem como condensador (Fig. 11–4).

Lembre-se de que a área abaixo da curva de um processo em um diagrama *T-s* representa a transferência de calor para os processos internamente reversíveis. A área abaixo da curva do processo 4-1 representa o calor absorvido pelo refrigerante no evaporador, e a área sob a curva do processo 2-3 representa o calor rejeitado no condensador. Uma regra prática diz que o *COP melhora de 2 a 4% para cada °C de elevação da temperatura de evaporação ou para cada °C de diminuição da temperatura de condensação*.

Outro diagrama muito usado na análise dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor é o digrama *P-h*, mostrado na Fig. 11–5. Nesse diagrama, três

dos quatro processos aparecem como linhas retas, e a transferência de calor no condensador e no evaporador é proporcional aos comprimentos das curvas dos processos correspondentes.

Observe que, ao contrário dos ciclos ideais discutidos anteriormente, o ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor não é um ciclo internamente reversível, uma vez que ele envolve um processo irreversível (estrangulamento). Esse processo é mantido no ciclo para que ele seja um modelo mais realista do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. Se o dispositivo de estrangulamento fosse substituído por uma turbina isentrópica, o refrigerante entraria no evaporador no estado 4', e não no estado 4. Como resultado, a capacidade de refrigeração aumentaria (pela área sob o processo 4'-4 na Fig. 11–3) e a entrada líquida de trabalho diminuiria (pela quantidade de saída de trabalho da turbina). Entretanto, a substituição da válvula de expansão por uma turbina não é uma solução prática, uma vez que os benefícios não justificam o custo e a complexidade adicionais.

Todos os quatro componentes associados ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor são dispositivos com escoamento em regime permanente; portanto, todos os quatro processos que formam o ciclo podem ser analisados como processos com escoamento em regime permanente. As variações das energias cinética e potencial do refrigerante geralmente são pequenas com relação aos termos de trabalho e transferência de calor e portanto podem ser desprezadas. Assim, a equação de energia do escoamento em regime permanente em unidade de massa se reduz a

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \qquad \textbf{(11–6)}$$

O condensador e o evaporador não envolvem trabalho e o compressor pode ser aproximado como adiabático. Então, os COPs dos refrigeradores e das bombas de calor que operam no ciclo por compressão de vapor podem ser expressos por

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{liq,\,ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11–7)}$$

e

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{liq,\,ent}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11–8)}$$

onde $h_1 = h_{g\,@\,P_1}$ e $h_3 = h_{1\,@\,P_3}$ para o caso ideal.

A refrigeração por compressão de vapor data de 1834, quando o inglês Jacob Perkins recebeu a patente de uma máquina de gelo de ciclo fechado que usava éter ou outros fluidos voláteis como refrigerantes. Um modelo funcional dessa máquina foi criado, mas nunca foi comercialmente produzido. Em 1850, Alexander Twining começou a projetar e construir máquinas de gelo por compressão de vapor usando éter etílico, que é um refrigerante utilizado comercialmente nos sistemas por compressão de vapor. Inicialmente, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor eram grandes e usados principalmente na fabricação de gelo, em cervejarias e para armazenamento a baixa temperatura. Eles não tinham controles automáticos e eram movidos por motores a vapor. Na década de 1890, máquinas menores movidas a motor elétrico e equipadas com controles automáticos começaram a substituir as unidades mais antigas, e os sistemas de refrigeração começaram a aparecer em açougues e domicílios. Em 1930, devido ao contínuo aperfeiçoamento, foi possível obter sistemas de refrigeração por compressão de vapor que eram relativamente eficientes, confiáveis, pequenos e baratos.

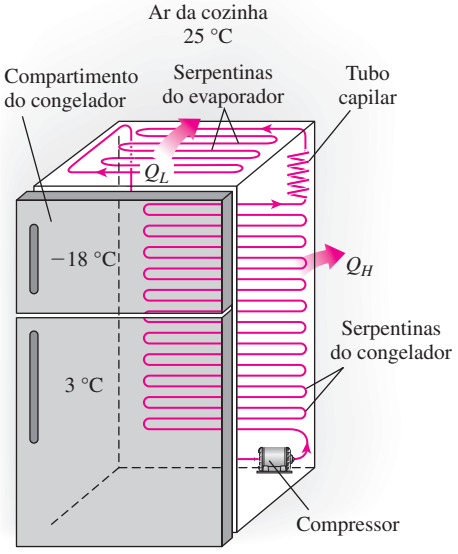


FIGURA 11–4 Um refrigerador doméstico comum.

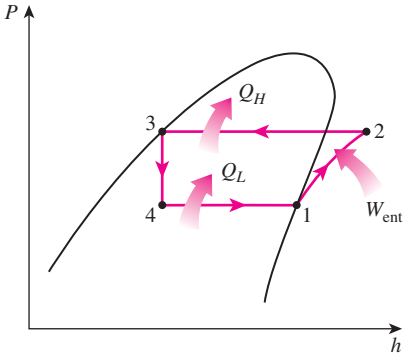


FIGURA 11–5 O diagrama *P-h* de um ciclo de refrigeração ideal de compressão por vapor.

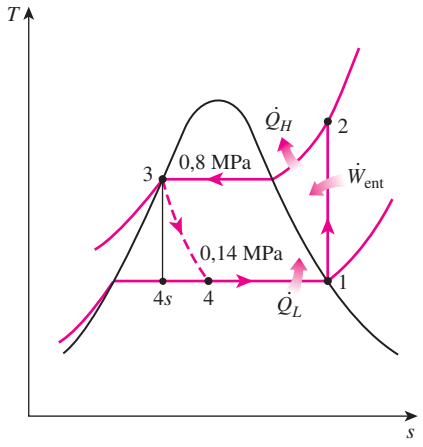


FIGURA 11–6 O diagrama *T-s* do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor descrito no Exemplo 11–1.

EXEMPLO 11–1 O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Um refrigerador utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor entre 0,14 MPa e 0,8 MPa. Se a vazão mássica do refrigerante for de 0,05 kg/s, determine (*a*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a potência fornecida ao compressor, (*b*) a taxa de rejeição de calor para o ambiente e (*c*) o COP do refrigerador.

SOLUÇÃO Um refrigerador opera em um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor entre dois limites de pressão especificados. A taxa de refrigeração, a potência consumida, a taxa de rejeição de calor e o COP devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições estáveis de operação. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração é mostrado na Fig. 11–6. Observamos que esse é um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, e por isso o compressor é isentrópico e o refrigerante sai do condensador como líquido saturado e entra no compressor como vapor saturado. Nas tabelas do refrigerante-134a, as entalpias do refrigerante em todos os quatro estados são determinadas da seguinte maneira:

$$P_1 = 0{,}14 \text{ MPa} \longrightarrow h_1 = h_{v\,@\,0{,}14\text{ MPa}} = 239{,}16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_{v\,@\,0{,}14\text{ MPa}} = 0{,}94456 \text{ kJ/kg·K}$$

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 0{,}8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 275{,}39 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0{,}8 \text{ MPa} \longrightarrow h_3 = h_{f\,@\,0{,}8\text{ MPa}} = 95{,}47 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (estrangulamento)} \longrightarrow h_4 = 95{,}47 \text{ kJ/kg}$$

(*a*) A taxa de remoção do calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor são determinadas por suas definições:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0{,}05 \text{ kg/s})[(239{,}16 - 95{,}47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7{,}18\ kW}$$

e

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0{,}05 \text{ kg/s}\ [(275{,}39 - 239{,}16) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{1{,}81\ kW}$$

(*b*) A taxa de rejeição de calor do refrigerante para o ambiente é

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0{,}05 \text{ kg/s})[(275{,}39 - 95{,}47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{9{,}0\ kW}$$

Ela também pode ser determinada por

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{ent} = 7{,}18 + 1{,}81 = 8{,}99 \text{ kW}$$

(*c*) O coeficiente de performance do refrigerador é

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} = \frac{7{,}18 \text{ kW}}{1{,}81 \text{ kW}} = \mathbf{3{,}97}$$

Ou seja, esse refrigerador remove cerca de quatro unidades de energia térmica do espaço refrigerado para cada unidade de energia elétrica que consome.

Discussão Seria interessante ver o que acontece se a válvula de expansão fosse substituída por uma turbina isentrópica. A entalpia no estado 4*s* (a saída da turbina com $P_{4s} = 0{,}14$ MPa, e $s_{4s} = s_3 = 0{,}35404$ kJ/kg·K) é 88,94 kJ/kg, e a turbina produziria 0,33 kW de potência. Isso diminuiria a entrada de potência no refrigerador de 1,81 kW para 1,48 kW e aumentaria a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado de 7,18 kW para 7,51 kW. Como resultado, o COP do refrigerador aumentaria de 3,97 para 5,07, um aumento de 28%.

11–4 CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ciclo ideal de várias maneiras, principalmente devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido (que causa quedas de pressão) e a transferência de calor de ou para a vizinhança. O diagrama *T-s* de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na Fig. 11–7.

No ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como *vapor saturado*. Na prática, porém, pode não ser possível controlar o estado do refrigerante de modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil criar o sistema para que o refrigerante fique ligeiramente superaquecido na entrada do compressor. Essa pequena segurança de projeto garante que o refrigerante esteja totalmente vaporizado quando entrar no compressor. Da mesma forma, a linha que conecta o evaporador ao compressor em geral é muito longa. Assim, a queda de pressão causada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor da vizinhança para o refrigerante pode ser significativa. O resultado do superaquecimento (o ganho de calor na linha de conexão) e das quedas de pressão no evaporador e na linha de conexão é um aumento no volume específico, que também gera um aumento nos requisitos de entrada de potência para o compressor, uma vez que o trabalho com escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico.

O *processo de compressão* no ciclo ideal é internamente reversível e adiabático e, portanto, é isentrópico. Entretanto, o processo real de compressão envolve efeitos de atrito, o que aumenta a entropia e a transferência de calor, que pode aumentar ou diminuir a entropia, dependendo da direção. Dessa forma, a entropia do refrigerante pode aumentar (processo 1-2) ou diminuir (processo 1-2') durante um processo real de compressão, dependendo dos efeitos que dominam. O processo de compressão 1-2' pode ser mais desejável do que o processo de compressão isentrópica, uma vez que o volume específico do refrigerante e, portanto, o requisito de entrada de trabalho são menores nesse caso. Assim, o refrigerante deveria ser resfriado durante o processo de compressão sempre que isso fosse prático e econômico.

No caso ideal, admite-se que o refrigerante sai do condensador como *líquido saturado* à pressão de saída do compressor. Na realidade, porém, uma certa queda de pressão é inevitável no condensador, bem como nas linhas que conectam o condensador ao compressor e à válvula de expansão. Não é fácil executar o processo de condensação com um nível de precisão grande o suficiente para que o refrigerante seja um líquido saturado no final, e não é desejável direcionar o refrigerante para a válvula de expansão antes que ele seja completamente condensado. Portanto, o refrigerante é sub-resfriado de alguma forma antes de entrar na válvula

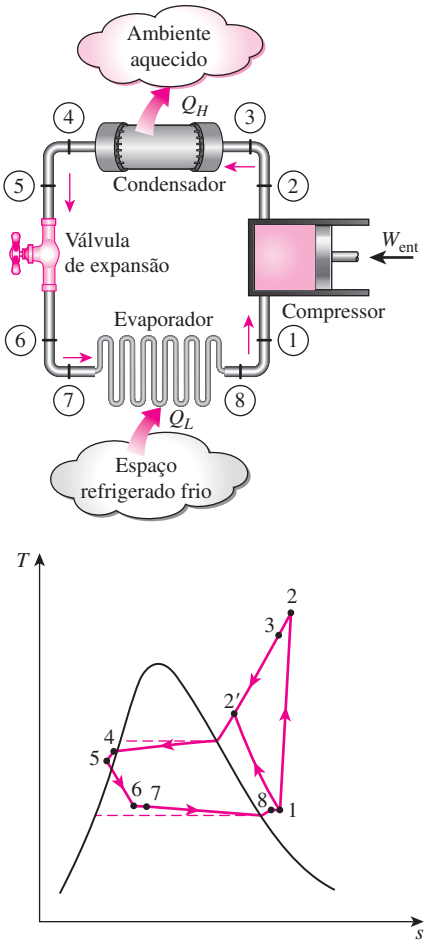


FIGURA 11–7 Esquema e diagrama *T-s* do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

de expansão. No entanto, não nos importamos com isso, uma vez que nesse caso o refrigerante entra no evaporador com entalpia mais baixa e, portanto, pode absorver mais calor do espaço refrigerado. A válvula de expansão e o evaporador em geral se localizam muito próximos entre si e a queda de pressão na linha de conexão é pequena.

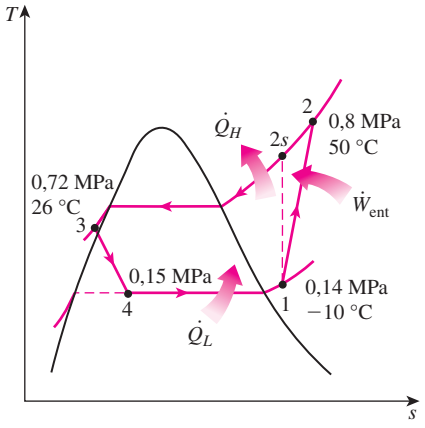


FIGURA 11–8 Diagrama *T-s* para o Exemplo 11–2.

EXEMPLO 11–2 O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Refrigerante-134a entra no compressor de um refrigerador como vapor superaquecido a 0,14 MPa e −10 °C, a uma taxa de 0,05 kg/s, e sai a 0,8 MPa e 50 °C. O refrigerante é resfriado no condensador até 26 °C e 0,72 MPa e é estrangulado até 0,15 MPa. Desprezando as transferências de calor e as quedas de pressão das linhas de conexão entre os componentes, determine (*a*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor, (*b*) a eficiência isentrópica do compressor e (*c*) o coeficiente de performance do refrigerador.

SOLUÇÃO Um refrigerador que opera em um ciclo por compressão de vapor é considerado. A taxa de refrigeração, a entrada de potência, a eficiência do compressor e o COP devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração é mostrado na Fig. 11–8. Observamos que o refrigerante sai do condensador como líquido comprimido e entra no compressor como vapor superaquecido. As entalpias do refrigerante nos diversos estados são determinadas nas tabelas de refrigerante por

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 0{,}14\ \text{MPa} \\ T_1 = -10\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 246{,}36\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 0{,}8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 286{,}69\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 0{,}72\ \text{MPa} \\ T_3 = 26\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_3 \cong h_{f\ @\ 26\ ^\circ\text{C}} = 87{,}83\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ \text{(estrangulamento)} \longrightarrow h_4 = 87{,}83\ \text{kJ/kg}$$

(*a*) A taxa de remoção do calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor são determinadas por suas definições:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0{,}05\ \text{kg/s})[(246{,}36 - 87{,}83)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7{,}93\ kW}$$

e

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0{,}05\ \text{kg/s})[(286{,}69 - 246{,}36)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{2{,}02\ kW}$$

(*b*) A eficiência isentrópica do compressor é determinada a partir de

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

onde a entalpia no estado 2s (P_{2s} = 0,8 MPa e $s_{2s} = s_1$ = 0,9724 kJ/kg·K) é 284,21 kJ/kg. Assim,

$$\eta_C = \frac{284{,}21 - 246{,}36}{286{,}69 - 246{,}36} = \mathbf{0{,}939 \text{ ou } 93{,}9\%}$$

(*c*) O coeficiente de performance do refrigerador é

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_\text{ent}} = \frac{7{,}93 \text{ kW}}{2{,}02 \text{ kW}} = \mathbf{3{,}93}$$

Discussão Este problema é idêntico àquele que vimos no Exemplo 11–1, exceto que o refrigerante é ligeiramente superaquecido na entrada do compressor e sub-resfriado na saída do condensador. O compressor também não é isentrópico. Como resultado, a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado aumenta (em 10,4%), mas a entrada de potência no compressor aumenta mais ainda (em 11,6%). Consequentemente, o COP do refrigerador diminui de 3,97 para 3,93.

11–5 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR*

Considere um ciclo de refrigeração por compressão de vapor operando entre um meio de baixa temperatura T_L e um meio de alta temperatura T_H como mostrado na Fig. 11–9. O COP máximo de um ciclo de refrigeração operando entre os limites de temperatura T_L e T_H foi dado na Eq. 11–4 como

$$\text{COP}_{\text{R, max}} = \text{COP}_{\text{R, rev}} = \text{COP}_{\text{R, Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \qquad \textbf{(11–9)}$$

Ciclos de refrigeração reais não são tão eficientes quanto os ideais (como o ciclo de Carnot, por exemplo) por causa das irreversibilidades envolvidas. Mas, a partir da Eq. 11–9, pode-se chegar à conclusão de que o COP, inversamente proporcional à diferença das temperaturas $T_H - T_L$, é igualmente válido para os ciclos de refrigeração reais.

O objetivo de uma análise de segunda lei ou análise da exergia de um sistema de refrigeração é determinar os componentes que podem se beneficiar com melhorias. Isso pode ser feito ao se identificar os locais onde ocorre uma maior destruição da exergia e os componentes com a menor exergia ou eficiência de segunda lei. A destruição da exergia em um componente pode ser determinada diretamente a partir de um balanço de exergia ou indiretamente, primeiro pelo cálculo da geração de entropia, e em seguida usando a relação

$$\dot{X}_\text{dest} = T_0 \dot{S}_\text{ger} \qquad \textbf{(11–10)}$$

onde T_0 é a temperatura ambiente (o estado morto). Para um refrigerador, T_0 é geralmente a temperatura do meio de alta temperatura T_H (para uma bomba de

* Esta seção teve uma grande contribuição dada pelo professor Mehmet Kanoglu da University of Gaziantep.

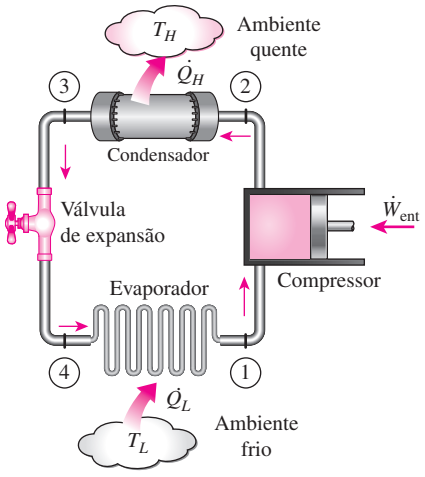


FIGURA 11–9 O ciclo de refrigeração por compressão de vapor considerado na análise de segunda lei.

calor é T_L). Exergias e destruições das exergias ou eficiências de segunda lei para a maioria dos componentes de um sistema de refrigeração operando no ciclo são mostrados na Fig. 11–9 e podem ser escritas como segue:

Compressor:

$$\dot{X}_{\text{dest, 1–2}} = T_0\dot{S}_{\text{ger, 1–2}} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \tag{11–11}$$

$$\eta_{\text{II,Comp}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev}}}{\dot{W}_{\text{real, ent}}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

$$= 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, 1–2}}}{\dot{W}_{\text{real, ent}}} \tag{11–12}$$

Condensador:

$$\dot{X}_{\text{dest, 2–3}} = T_0\dot{S}_{\text{ger, 2–3}} = T_0\left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}\right] \tag{11–13}$$

$$\eta_{\text{II, Cond}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$$

$$= \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, 2–3}}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \tag{11–14}$$

Observe que quando $T_H = T_0$, como é usualmente o caso dos refrigeradores, $\eta_{\text{II, cond}} = 0$, já que não há exergia *recuperável* nesse caso.

Válvula de expansão:

$$\dot{X}_{\text{dest, 3–4}} = T_0\dot{S}_{\text{ger, 3–4}} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3) \tag{11–15}$$

$$\eta_{\text{II, válvula exp.}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{ou}$$

$$\eta_{\text{II, válvula exp.}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, 3–4}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \tag{11–16}$$

Evaporador:

$$\dot{X}_{\text{dest, 4–1}} = T_0\dot{S}_{\text{ger, 4–1}} = T_0\left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}\right] \tag{11–17}$$

$$\eta_{\text{II, evap}} = \frac{\dot{X}_{\text{recuperada}}}{\dot{X}_{\text{fornecida}}} = \frac{\dot{X}_{Q_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$$

$$= \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, 4–1}}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \tag{11–18}$$

Aqui $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ representa a taxa de exergia positiva associada com a retirada de calor do meio de baixa temperatura a T_L a uma taxa de $\dot{Q}_L$. Observe que as direções das transferências de calor e exergia se tornam opostas quando $T_L < T_0$ (ou seja, a exergia do meio de baixa temperatura aumenta à medida que ele perde calor). Também, $\dot{X}_{\dot{Q}_L}$ é equivalente à potência que pode ser produzida por uma máquina de

Carnot recebendo calor de um meio a T_0 e rejeitando calor para um meio de baixa temperatura a T_L a uma taxa de $\dot{Q}_L$. Então, pode ser mostrado que

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \tag{11–19}$$

De acordo com a definição de reversibilidade, isso é equivalente à entrada de potência reversível ou mínima necessária para remover calor a uma taxa $\dot{Q}_L$ e rejeitá-lo para um ambiente a T_0. Ou seja, $\dot{W}_{\text{rev, ent}} = \dot{W}_{\text{min, ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L}$.

Observe que quando $T_L = T_0$, o que geralmente acontece nas bombas de calor, $\eta_{\text{II, evap}} = 0$, já que não há exergia recuperável nesse caso.

A destruição total de exergia associada com o ciclo é a soma das destruições das exergias:

$$\dot{X}_{\text{dest, total}} = \dot{X}_{\text{dest, 1–2}} + \dot{X}_{\text{dest, 2–3}} + \dot{X}_{\text{dest, 3–4}} + \dot{X}_{\text{dest, 4–1}} \tag{11–20}$$

Pode-se mostrar que a destruição total de exergia associada a um ciclo de refrigeração também pode ser obtida tomando a diferença entre a exergia fornecida (entrada de potência) e da exergia recuperada (a exergia do calor retirado do meio em baixa temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest, total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \tag{11–21}$$

Assim, eficiência de segunda lei ou exergia do ciclo pode ser expressa como

$$\eta_{\text{II, ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{W}_{\text{min, ent}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest, total}}}{\dot{W}_{\text{ent}}} \tag{11–22}$$

Substituindo $\dot{W}_{\text{ent}} = \dfrac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_R}$ e $\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \dfrac{T_0 - T_L}{T_L}$ na Eq. 11–22 temos

$$\eta_{\text{II, ciclo}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{Q}_L (T_0 - T_L)/T_L}{\dot{Q}_L/\text{COP}_R} = \frac{\text{COP}_R}{T_L/(T_H - T_L)} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{R,\text{rev}}} \tag{11–23}$$

desde que $T_0 = T_H$ para um ciclo de refrigeração. Assim, a eficiência de segunda lei é também igual à razão dos COP's real e máximo para o ciclo. Essa definição de eficiência de segunda lei contabiliza todas as irreversibilidades associadas ao refrigerador, incluindo as transferências de calor com o espaço refrigerado e o ambiente.

EXEMPLO 11–3 Análise da exergia de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o refrigerante 134-a como fluido de trabalho é usado para manter um espaço a −13 °C pela rejeição de calor para o ar ambiente a 27 °C. O R-134a entra superaquecido no compressor a 100 kPa e 6,4 °C a uma taxa de 0,05 kg/s. A eficiência isentrópica do compressor é de 85%. O refrigerante sai do condensador a 39,4 °C como um líquido saturado. Determine (*a*) a taxa de resfriamento previsto e o COP do sistema, (*b*) a exergia destruída em cada componente básico, (*c*) a potência mínima de entrada e a eficiência de segunda lei do ciclo, e (*d*) a taxa total de destruição da exergia.

(*continua*)

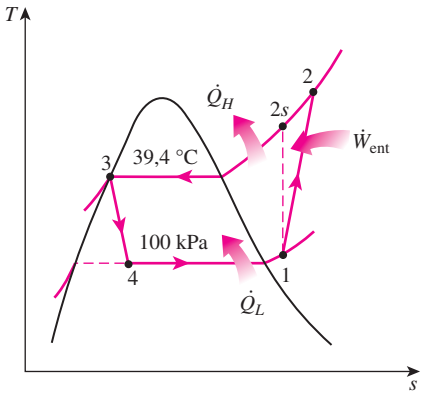


FIGURA 11–10 Diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de compressão de vapor considerado no Exemplo 11–3.

(continuação)

SOLUÇÃO Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é considerado. A taxa de resfriamento, o COP, as destruições das exergias, a potência mínima de entrada, a eficiência de segunda lei e a destruição total de exergia devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise (*a*) O diagrama *T-s* do ciclo é mostrado na Fig. 11–10. Segundo as Tabs. A–11 a A–13, as propriedades do R-134a são:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 100\ \text{kPa} \\ T_1 &= T_{\text{sat@ 100 kPa}} + \Delta T_{\text{superaquecido}} \\ &= -26{,}4 + 6{,}4 = -20\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \begin{aligned} h_1 &= 239{,}50\ \text{kJ/kg} \\ s_1 &= 0{,}9721\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned}$$

$$P_3 = P_{\text{sat@ 39,4 °C}} = 1.000\ \text{kPa}$$

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= P_3 = 1.000\ \text{kPa} \\ s_2 &= s_1 = 0{,}9446\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned}\right\} h_{2s} = 289{,}11\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 1.000\ \text{kPa} \\ x_3 &= 0 \end{aligned}\right\} \begin{aligned} h_3 &= 107{,}32\ \text{kJ/kg} \\ s_3 &= 0{,}3919\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 = 107{,}32\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_4 &= 100\ \text{kPa} \\ h_4 &= 107{,}32\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} s_4 = 0{,}4367\ \text{kJ/kg·K}$$

Da definição de eficiência isentrópica,

$$\eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$0{,}85 = \frac{289{,}11 - 239{,}50}{h_2 - 239{,}50} \longrightarrow h_2 = 297{,}86\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1.000\ \text{kPa} \\ h_2 &= 297{,}86\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} s_2 = 0{,}9983\ \text{kJ/kg·K}$$

A carga de refrigeração, a taxa do calor rejeitado e a entrada de potência são

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0{,}05\ \text{kg/s})(239{,}50 - 107{,}32)\text{kJ/kg} = \mathbf{6{,}609\ kW}$$
$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0{,}05\ \text{kg/s})(297{,}86 - 107{,}32)\text{kJ/kg} = 9{,}527\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0{,}05\ \text{kg/s})(297{,}86 - 239{,}50)\text{kJ/kg} = 2{,}918\ \text{kW}$$

Assim, o COP do ciclo de refrigeração torna-se

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{6{,}609\ \text{kW}}{2{,}918\ \text{kW}} = \mathbf{2{,}265}$$

(*b*) Observe que a temperatura do estado morto é $T_0 = T_H = 27 + 273 = 300$ K. A destruição da exergia em cada componente do ciclo é determinada como segue:

Compressor:

$$\dot{X}_{\text{dest, 1-2}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, 1-2}} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1)$$
$$= (300\ \text{K})(0{,}05\ \text{kg/s})(0{,}9983 - 0{,}9721)\text{kJ/kg·K}$$
$$= \mathbf{0{,}3940\ kW}$$

Condensador:

$$\dot{X}_{\text{dest},2-3} = T_0\dot{S}_{\text{ger},2-3} = T_0\left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}\right]$$
$$= (300\text{ K})\left[(0{,}05\text{ kg/s})(0{,}3919 - 0{,}9983)\text{ kJ/kg·K} + \frac{9{,}527\text{ kW}}{300\text{ K}}\right]$$
$$= \mathbf{0{,}4303\text{ kW}}$$

Válvula de expansão:

$$\dot{X}_{\text{dest},3-4} = T_0\dot{S}_{\text{ger},3-4} = T_0\dot{m}(s_4 - s_3)$$
$$= (300\text{ K})(0{,}05\text{ kg/s})(0{,}4367 - 0{,}3919)\text{kJ/kg·K}$$
$$= \mathbf{0{,}6725\text{ kW}}$$

Evaporador:

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0\dot{S}_{\text{ger},4-1} = T_0\left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}\right]$$
$$= (300\text{ K})\left[(0{,}05\text{ kg/s})(0{,}9721 - 0{,}4367)\text{kJ/kg·K} - \frac{6{,}609\text{ kW}}{260\text{ K}}\right]$$
$$= \mathbf{0{,}4043\text{ kW}}$$

(*c*) O fluxo de exergia associado com o calor transferido do meio de baixa temperatura é

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L\frac{T_0 - T_L}{T_L} = (6{,}609\text{ kW})\frac{300\text{ K} - 260\text{ K}}{260\text{ K}} = 1.017\text{ kW}$$

Esta também é a potência de entrada reversível ou mínima para o ciclo:

$$\dot{W}_{\text{min, ent}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L} = \mathbf{1{,}017\text{ kW}}$$

A eficiência de segunda lei do ciclo é

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{1{,}017\text{ kW}}{2{,}918\text{ kW}} = 0{,}3485 = \mathbf{34{,}9\%}$$

Esta eficiência também pode ser determinada a partir de $\eta_{\text{II}} = \text{COP}_{\text{R}}/\text{COP}_{\text{R, rev}}$, onde

$$\text{COP}_{\text{R, rev}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{(-13 + 273)\text{ K}}{[27 - (-13)]\text{K}} = 6{,}500$$

Substituindo,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}_{\text{R}}}{\text{COP}_{\text{R, rev}}} = \frac{2{,}265}{6{,}500} = 0{,}3485 = \mathbf{34{,}9\%}$$

Os resultados são idênticos, como esperado.
(*d*) A destruição total de exergia é a diferença entre a exergia fornecida (entrada de potência) e a exergia recuperada (a exergia do calor transferido do meio de baixa temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest, total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} = 2{,}918\text{ kW} - 1{,}017\text{ kW} = \mathbf{1{,}901\text{ kW}}$$

(*continua*)

(*continuação*)

A destruição total de exergia também pode ser determinada pela soma da destruição das exergias em cada componente:

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{dest, total}} &= \dot{X}_{\text{dest, 1–2}} + \dot{X}_{\text{dest, 2–3}} + \dot{X}_{\text{dest, 3–4}} + \dot{X}_{\text{dest, 4–1}} \\ &= 0{,}3940 + 0{,}4303 + 0{,}6725 + 0{,}4043 \\ &= 1{,}901 \text{ kW}\end{aligned}$$

Os dois resultados são novamente idênticos, como esperado.

Discussão A entrada de exergia no ciclo é igual à entrada de trabalho real, que é 2,92 kW. A mesma carga de resfriamento poderia ter sido realizada por apenas 34,9% desta potência (1,02 kW) se um sistema reversível fosse utilizado. A diferença entre as duas potências é igual à exergia destruída no ciclo (1,90 kW). A válvula de expansão é o componente mais irreversível, que responde por 35,4% das irreversibilidades no ciclo. Substituir a válvula de expansão por uma turbina diminuiria as irreversibilidades, enquanto diminuiria também a entrada de potência líquida. No entanto, tal procedimento pode não ser prático em um sistema real. Pode ser mostrado que o acréscimo da temperatura de evaporação e o decréscimo da temperatura de condensação provocaria também um decréscimo da destruição da exergia nesses componentes.

11–6 SELECIONANDO O REFRIGERANTE ADEQUADO

Em um projeto de um sistema de refrigeração, existem vários refrigerantes que podem ser escolhidos, como os clorofluorcarbonos (CFCs), a amônia, os hidrocarbonos (propano, etano, etileno, etc.), o dióxido de carbono, o ar (no condicionamento de ar do avião) e até mesmo a água (em aplicações acima do ponto de congelamento). A escolha do refrigerante certo depende da situação. Refrigerantes como R-11, R-12, R-22, R-134a e R-502 representam mais de 90% desse mercado nos Estados Unidos.

O *éter etílico* foi o primeiro refrigerante utilizado comercialmente em sistemas por compressão de vapor em 1850, seguido pela amônia, dióxido de carbono, cloreto de metil, dióxido de enxofre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina e clorofluorcarbonos, entre outros.

Os setores industrial e comercial de grande porte ficaram muito satisfeitos, e ainda estão, com o uso da *amônia,* embora ela seja tóxica. As vantagens da amônia em relação aos outros refrigerantes são custo baixo; COPs mais altos (e consequentemente um custo com energia mais baixo); propriedades termodinâmicas e de transporte mais favoráveis, que geram coeficientes de transferência de calor mais altos (exige trocadores de calor menores e de menor custo); maior facilidade de detecção no caso de vazamento e nenhum efeito sobre a camada de ozônio. A principal desvantagem da amônia é sua toxicidade, que a torna inadequada para uso doméstico. A amônia é predominantemente utilizada em instalações de refrigeração de alimentos, como frutas, vegetais, carne e peixe; refrigeração de bebidas e produtos lácteos como cerveja, vinho, leite e queijo e outros alimentos; produção de sorvete e refrigeração a baixa temperatura na indústria farmacêutica e outros processos industriais.

É notável que os primeiros refrigerantes utilizados nos setores comercial de pequeno porte e doméstico, como o dióxido de enxofre, o cloreto de etileno e o cloreto de metileno, fossem altamente tóxicos. A ampla publicidade de alguns casos de vazamento que resultaram em doenças sérias e mortes nos anos 1920 causou um movimento popular para a eliminação ou limitação do uso desses refrigerantes, criando a necessidade do desenvolvimento de um refrigerante seguro para

uso doméstico. Em 1928, a pedido da Frigidaire Corporation, o laboratório de pesquisas da General Motors desenvolveu em três dias o R-21, o primeiro membro da família CFC de refrigerantes. Dos diversos CFCs desenvolvidos, a equipe de pesquisa definiu o R-12 como o refrigerante mais adequado para uso comercial e deu à família CFC o nome comercial de Freon. A produção comercial do R-11 e R-12 foi iniciada em 1931 por uma empresa conjunta formada pela General Motors e E.I. du Pont de Nemours and Co., Inc. A versatilidade e o baixo custo dos CFCs fizeram deles os refrigerantes preferidos. Os CFCs também eram muito utilizados em aerossóis, nos isolamentos de espuma e na indústria eletrônica, em solventes para a limpeza de chips de computador.

O R-11 foi usado principalmente em resfriadores de água de alta capacidade instalados em sistemas de condicionamento de ar em edifícios. Já o R-12 foi utilizado em refrigeradores e congeladores domésticos e também em condicionadores de ar automotivos. O R-22 é utilizado em aparelhos de condicionamento de ar de janela, bombas de calor, condicionadores de ar de edifícios comerciais e em grandes sistemas de refrigeração industrial, setor no qual é um forte concorrente da amônia. O R-502 (uma combinação entre o R-115 e o R-22) foi o refrigerante mais usado em sistemas de refrigeração comercial (como os de supermercados, por exemplo), porque permite baixas temperaturas nos evaporadores e opera a compressão de único estágio.

A crise do ozônio causou uma grande agitação na indústria de refrigeração e condicionamento de ar e motivou uma análise crítica dos refrigerantes em uso. Na metade dos anos 1970 percebeu-se que os CFCs permitiam a entrada de mais radiação ultravioleta na atmosfera da Terra, destruindo a camada protetora de ozônio e contribuindo para o efeito estufa que causa aquecimento global. Como resultado, o uso de alguns CFCs estão proibidos por tratados internacionais. Os CFCs totalmente halogenados (como o R-11, R-12 e R-115) causam um maior dano à camada de ozônio. Os refrigerantes não totalmente halogenados como o R-22 têm cerca de 5% da capacidade de destruição do R-12. Refrigerantes que não são prejudiciais à camada de ozônio que protege a Terra contra os prejudiciais raios ultravioletas foram desenvolvidos. O refrigerante R-12, antes bastante popular, foi quase que totalmente substituído pelo recém-desenvolvido R-134a sem cloro.

Dois parâmetros importantes que devem ser considerados ao selecionar um refrigerante são as temperaturas dos dois meios (o espaço refrigerado e o ambiente) com os quais o refrigerante troca calor.

Para obter uma transferência de calor a uma taxa razoável, uma diferença de temperatura entre 5 °C e 10 °C deve ser mantida entre o refrigerante e o meio com o qual ele troca calor. Para manter um espaço refrigerado a −10 °C, por exemplo, a temperatura do refrigerante deve se manter a aproximadamente entre −20 °C, enquanto ele absorve calor no evaporador. A mais baixa pressão de um ciclo de refrigeração ocorre no evaporador, e essa pressão deve ficar acima da pressão atmosférica para evitar entrada de ar no sistema de refrigeração. Assim, particularmente nesse caso, um refrigerante deve ter uma pressão de saturação de 1 atm ou mais alta, a −20 °C. A amônia e o R-134a são duas dessas substâncias.

A temperatura (e, portanto, a pressão) do refrigerante no lado do condensador depende do meio para o qual o calor é rejeitado. As temperaturas mais baixas no condensador (e consequentemente os COPs mais altos) podem ser mantidas se o refrigerante for resfriado por água líquida em vez de ar. O uso do resfriamento à água não pode ser economicamente justificado, exceto em grandes sistemas industriais de refrigeração. A temperatura do refrigerante no condensador não pode cair abaixo da temperatura do meio de resfriamento (cerca de 20 °C para um refrigerador doméstico), e a pressão de saturação do refrigerante nessa temperatura deve ficar bem abaixo de sua pressão crítica para que o processo de rejeição de

calor seja aproximadamente isotérmico. Se nenhum refrigerante puder atender aos requisitos de temperatura, então dois ou mais ciclos de refrigeração com diferentes refrigerantes podem ser usados em série. Tal sistema de refrigeração é chamado de *sistema em cascata* e é discutido mais adiante neste capítulo.

Para que tenham características desejáveis, os refrigerantes também não podem ser tóxicos, corrosivos ou inflamáveis, e precisam ser quimicamente estáveis; além disso, devem ter uma alta entalpia de vaporização (para minimizar a vazão mássica) e, obviamente, o menor custo possível.

No caso das bombas de calor, a temperatura (e a pressão) mínima do refrigerante pode ser consideravelmente mais alta, uma vez que o calor em geral é extraído de um meio que está bem acima das temperaturas encontradas nos sistemas de refrigeração.

11–7 SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR

Em geral, a compra e a instalação das bombas de calor acaba saindo mais caro do que outros sistemas de aquecimento, mas elas economizam dinheiro no longo prazo em algumas áreas, pois diminuem o valor das contas de energia para aquecimento. Apesar de seus custos iniciais relativamente mais altos, a popularidade das bombas de calor está aumentando. Nos Estados Unidos, cerca de um terço de todos os lares que abrigam uma única família e foram construídos na última década é aquecido por bombas de calor.

A fonte de energia mais comum das bombas de calor é o ar atmosférico (sistemas ar-ar), embora a água e o solo também sejam utilizados. O grande problema dos sistemas com ar como fonte de calor é o *congelamento*, que ocorre em climas úmidos quando a temperatura cai abaixo de 2 °C a 5 °C. O acúmulo de gelo nas serpentinas do evaporador é altamente indesejável, uma vez que atrapalha seriamente a transferência de calor. Entretanto, é possível descongelar as serpentinas, revertendo o ciclo da bomba de calor (executando-a como um condicionador de ar), porém isso resulta em redução da eficiência do sistema. Os sistemas de fonte a água geralmente utilizam água de poço a profundidades de até 80 m a temperaturas de 5 °C a 18 °C, e não sofrem o problema de congelamento. Em geral, esses sistemas têm COPs mais altos, mas também são mais complexos e exigem acesso fácil a um grande corpo de água, como os lençóis subterrâneos, por exemplo. Os sistemas com fonte no solo também são bastante complicados, uma vez que exigem uma tubulação grande colocada a grandes profundidades onde a temperatura do solo seja relativamente constante. O COP das bombas de calor geralmente varia entre 1,5 e 4, dependendo do sistema utilizado e da temperatura da fonte. Uma nova classe de bombas de calor recém-desenvolvidas e movidas a motor elétrico de velocidade variável tem pelo menos o dobro da eficiência energética das anteriores.

A capacidade e a eficiência de uma bomba de calor caem significativamente a baixas temperaturas. Assim, a maioria das bombas de calor com fonte de calor a ar exigem um sistema de aquecimento auxiliar, como os aquecedores elétricos ou a gás ou óleo. Como as temperaturas da água e do solo não flutuam muito, o aquecimento auxiliar talvez não seja necessário para os sistemas de fonte a água ou solo. Entretanto, o sistema de bomba de calor deve ser suficientemente grande para atender a carga máxima de aquecimento.

As bombas de calor e os condicionadores de ar têm os mesmos componentes mecânicos. Assim, não é econômico ter dois sistemas separados para atender aos requisitos de aquecimento e resfriamento de um edifício. Um sistema pode ser usado como bomba de calor no inverno e condicionador de ar no verão. Isso é realizado com a adição de uma válvula reversível ao ciclo, como mostra a Fig. 11–11.

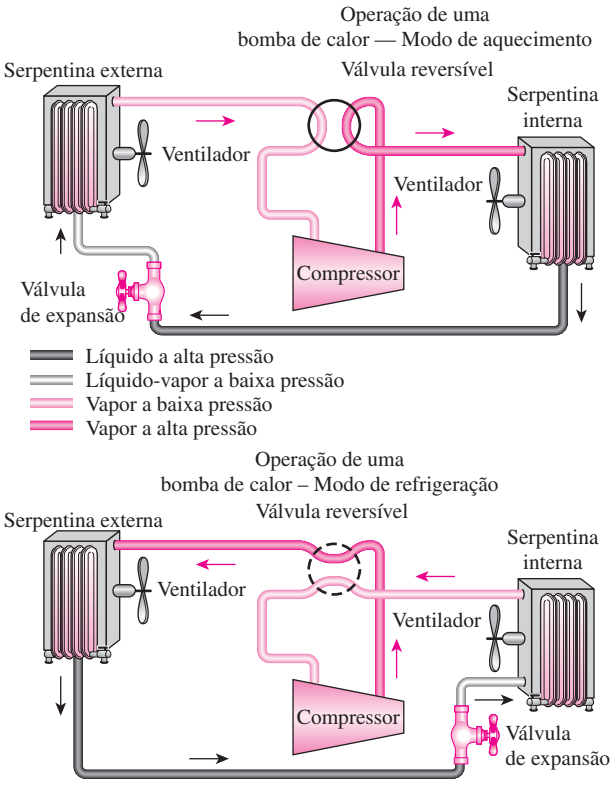


FIGURA 11–11 Uma bomba de calor pode ser usada para aquecer uma casa no inverno e para resfriá-la no verão.

Como resultado dessa modificação, o condensador da bomba de calor (localizado dentro de casa) funciona como o evaporador do condicionador de ar no verão. Da mesma forma, o evaporador da bomba de calor (localizado fora de casa) serve como o condensador do condicionador de ar. Esse recurso aumenta a competitividade da bomba de calor. Essas unidades de dupla finalidade são muito usadas em hotéis.

As bombas de calor são mais competitivas em áreas com grande carga de resfriamento durante a estação fria e uma carga de aquecimento relativamente pequena durante a estação de aquecimento, como acontece na região sul dos Estados Unidos. Nessas áreas, a bomba de calor pode atender a todas as necessidades de resfriamento e aquecimento de prédios residenciais ou comerciais. A bomba de calor é menos competitiva em áreas nas quais a carga de aquecimento é muito grande e a carga de resfriamento é pequena, como no norte dos Estados Unidos.

11–8 SISTEMAS INOVADORES DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor simples discutido anteriormente é o ciclo de refrigeração mais utilizado, e é o mais adequado para a maioria das aplicações de refrigeração. Os sistemas comuns de refrigeração por compressão de vapor são simples, baratos, confiáveis e praticamente não exigem manutenção (quando foi a última vez que você consertou seu refrigerador doméstico?). Entretanto, a principal preocupação em grandes aplicações industriais é a *eficiência*, e não a simplicidade. Dessa forma, em algumas aplicações, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor simples não é adequado e precisa ser modificado. Agora discutiremos alguns desses aperfeiçoamentos e modificações.

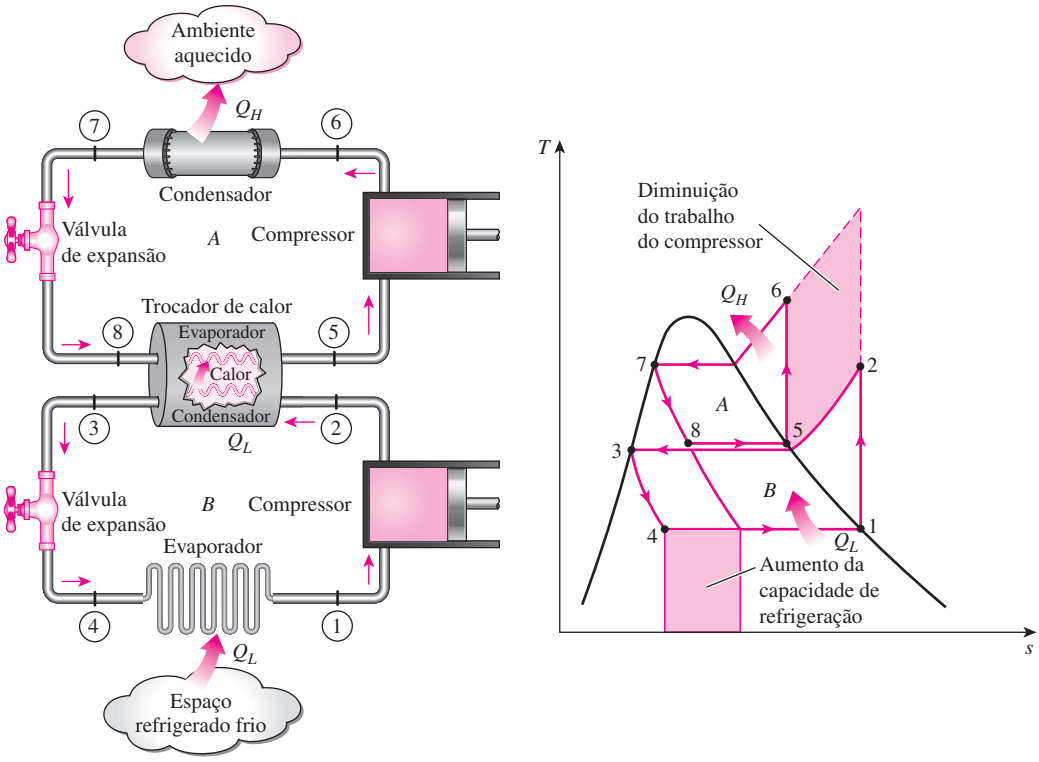


FIGURA 11–12 Um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios com o mesmo refrigerante em ambos estágios.

Sistemas de refrigeração em cascata

Algumas aplicações industriais exigem temperaturas moderadamente baixas, e o intervalo de temperatura com o qual trabalham pode ser grande demais para que um único ciclo de refrigeração por compressão de vapor seja prático. Um grande intervalo de temperaturas significa um grande intervalo de pressão no ciclo e um desempenho ruim de um compressor alternativo. Uma forma de lidar com tais situações é executar o processo de refrigeração em estágios, ou seja, ter dois ou mais ciclos de refrigeração que operam em série. Tais ciclos de refrigeração são chamados de **ciclos de refrigeração em cascata**.

Um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios é mostrado na Fig. 11–12. Os dois ciclos estão conectados por meio do trocador de calor que fica no meio e serve como o evaporador para o ciclo superior (ciclo *A*) e o condensador para o ciclo inferior (ciclo *B*). Considerando que o trocador de calor está bem isolado e que as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, a transferência de calor do fluido do ciclo inferior deve ser igual à transferência de calor para o fluido do ciclo superior. Assim, a relação entre as vazões mássicas em cada ciclo deve ser

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \qquad \textbf{(11–24)}$$

Da mesma forma,

$$\text{COP}_{\text{R, cascata}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{liq, ent}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \qquad \textbf{(11–25)}$$

No sistema em cascata mostrado na figura, admite-se que os refrigerantes de ambos os ciclos sejam iguais. Entretanto, isso não é necessário, uma vez que não ocorre mistura no trocador de calor. Portanto, é possível usar refrigerantes com características mais desejáveis em cada ciclo. Nesse caso, haveria um domo de saturação separado para cada fluido, e o diagrama *T-s* de um dos ciclos seria diferente. Dessa forma, nos sistemas reais de refrigeração em cascata, os dois ciclos se sobreporiam um pouco, uma vez que a diferença de temperatura entre os dois fluidos é necessária para que ocorra uma transferência de calor.

O diagrama *T-s* da Fig. 11–12 deixa claro que o trabalho do compressor diminui e a quantidade de calor absorvido do espaço refrigerado aumenta como resultado do sistema em cascata. Assim, esse sistema aumenta o COP de um sistema de refrigeração. Alguns sistemas de refrigeração em cascata utilizam três ou quatro estágios.

EXEMPLO 11–4 Um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios

Considere um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios entre os limites de pressão de 0,8 MPa e 0,14 MPa. Cada estágio opera em um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor com o refrigerante-134a como fluido de trabalho. A rejeição de calor do ciclo inferior para o ciclo superior ocorre em um trocador de calor contracorrente e adiabático, no qual ambos os fluxos entram a cerca de 0,32 MPa. (Na prática, o fluido de trabalho do ciclo inferior está a uma pressão e uma temperatura mais altas no trocador de calor para que a transferência de calor seja eficaz). Se a vazão mássica do refrigerante no ciclo superior for de 0,05 kg/s, determine (*a*) a vazão mássica do refrigerante no ciclo inferior, (*b*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor e (*c*) o coeficiente de performance desse refrigerador em cascata.

SOLUÇÃO Um sistema de refrigeração em cascata que opera entre os limites de pressão especificados deve ser considerado. A vazão mássica do refrigerante através do ciclo inferior, a taxa de refrigeração, a entrada de potência e o COP devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** O trocador de calor é adiabático.

Propriedades As entalpias do refrigerante em todos os oito estados são determinadas nas tabelas dos refrigerantes e são indicadas no diagrama *T-s*.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração é mostrado na Fig. 11–13. O ciclo superior é denominado ciclo *A*, e o inferior, ciclo *B*. Para ambos os ciclos, o refrigerante sai do condensador como líquido saturado e entra no compressor como vapor saturado.

(*continua*)

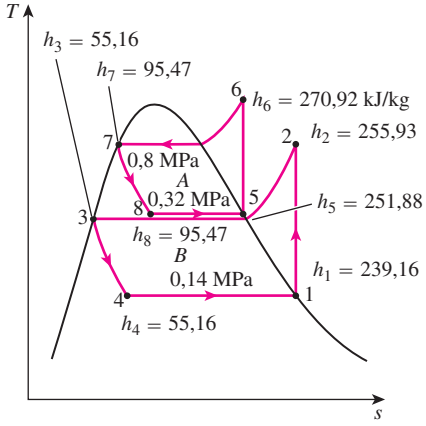


FIGURA 11–13 O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração em cascata descrito no Exemplo 11–4.

(*continuação*)

(*a*) A vazão mássica do refrigerante através do ciclo inferior é determinada pelo balanço de energia do escoamento em regime permanente no trocador de calor adiabático,

$$\dot{E}_{\text{sai}} = \dot{E}_{\text{ent}} \longrightarrow \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2$$

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3)$$

$$(0{,}05\ \text{kg/s})[(251{,}88 - 95{,}47)\ \text{kJ/kg}] = \dot{m}_B[(255{,}93 - 55{,}16)\ \text{kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_B = \mathbf{0{,}0390\ kg/s}$$

(*b*) A taxa de remoção de calor de um ciclo em cascata é a taxa de absorção de calor do evaporador no estágio inferior. A entrada de potência em um ciclo em cascata é a soma das entradas de potência em todos os compressores:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0{,}0390\ \text{kg/s})[(239{,}16 - 55{,}16)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7{,}18\ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{W}_{\text{comp I, ent}} + \dot{W}_{\text{comp II, ent}} = \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)$$

$$= (0{,}05\ \text{kg/s})[(270{,}92 - 251{,}88)\ \text{kJ/kg}]$$

$$+ (0{,}039\ \text{kg/s})[(255{,}93 - 239{,}16)\ \text{kJ/kg}]$$

$$= \mathbf{1{,}61\ kW}$$

(*c*) O COP de um sistema de refrigeração é a razão entre a taxa de refrigeração e a entrada de potência líquida:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{liq, ent}}} = \frac{7{,}18\ \text{kW}}{1{,}61\ \text{kW}} = \mathbf{4{,}46}$$

Discussão Este problema foi resolvido no Exemplo 11–1 para um sistema de refrigeração de único estágio. Observe que o COP do sistema de refrigeração aumenta de 3,97 para 4,46 como resultado do sistema em cascata. O COP do sistema pode aumentar mais ainda com o aumento do número de estágios em cascata.

Sistemas de refrigeração por compressão em múltiplos estágios

Quando o fluido utilizado em todo o sistema de refrigeração em cascata é igual, o trocador de calor entre os estágios pode ser substituído por uma câmara de mistura (chamada de *separador de líquido*), uma vez que ela tem melhores características de transferência de calor. Tais sistemas são chamados de **sistemas de refrigeração de compressão em múltiplos estágios**. Um sistema de refrigeração de compressão em dois estágios é mostrado na Fig. 11–14.

Nesse sistema, o refrigerante líquido se expande na primeira válvula de expansão até a pressão do separador de líquido, que é igual à pressão entre estágios do compressor. Parte do líquido vaporiza durante esse processo. Esse vapor saturado (estado 3) é misturado ao vapor superaquecido do compressor de baixa pressão (estado 2), e a mistura entra no compressor de alta pressão no estado 9. Isso é essencialmente um processo de regeneração. O líquido saturado (estado 7) se expande através da segunda válvula de expansão até o evaporador, no qual ele retira calor do espaço refrigerado.

O processo de compressão desse sistema se parece com uma compressão de dois estágios com resfriamento intermediário, e o trabalho do compressor diminui.

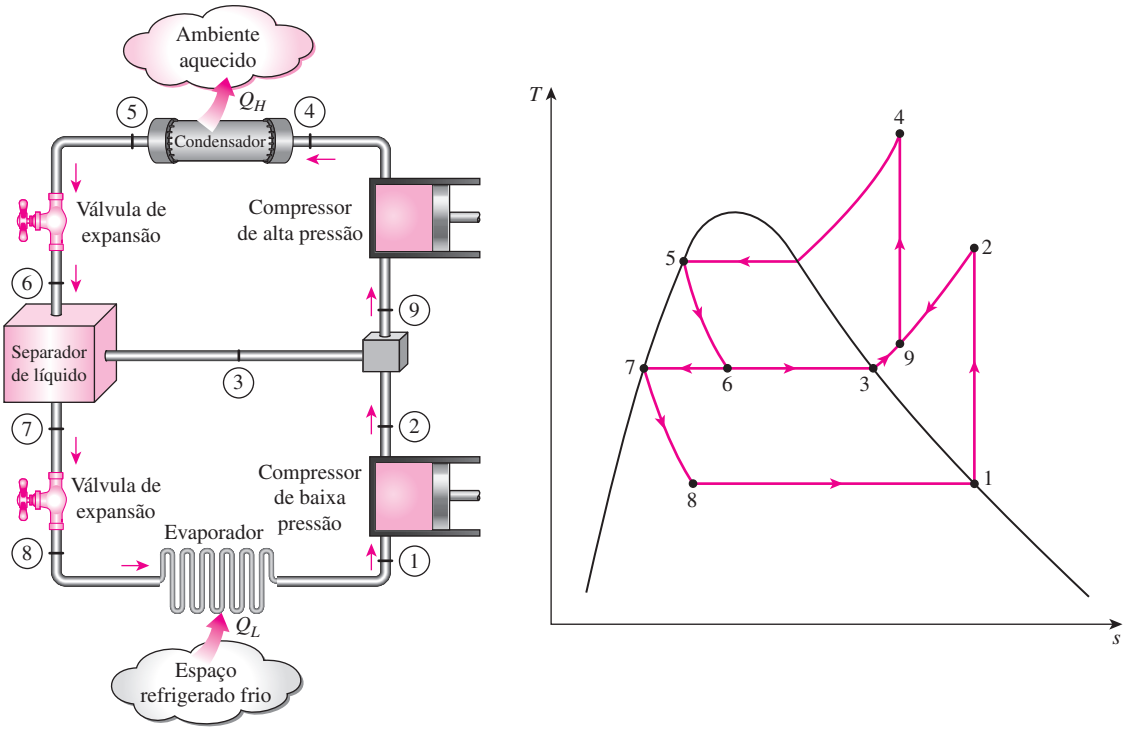


FIGURA 11–14 Um sistema de refrigeração de compressão em dois estágios com separador de líquido.

É preciso tomar cuidado ao interpretar as áreas do diagrama *T-s* nesse caso, uma vez que as vazões mássicas são diferentes nas diversas partes do ciclo.

EXEMPLO 11–5 Um ciclo de refrigeração de dois estágios com um separador de líquido

Considere um sistema de refrigeração por compressão em dois estágios que opera entre os limites de pressão 0,8 MPa e 0,14 MPa. O fluido de trabalho é o refrigerante-134a. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado e é estrangulado até um separador de líquido que opera a 0,32 MPa. Parte do refrigerante evapora durante esse processo de separação, e esse vapor é misturado ao refrigerante que sai do compressor de baixa pressão. Em seguida, a mistura é comprimida até a pressão do condensador pelo compressor de alta pressão. O líquido do separador de líquido é estrangulado até a pressão do evaporador e resfria o espaço refrigerado à medida que é vaporizado no evaporador. Considerando que o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e que ambos os compressores são isentrópicos, determine (*a*) a fração do refrigerante que evapora à medida que ele é estrangulado para o separador de líquido, (*b*) a quantidade de calor removida do espaço refrigerado e o trabalho do compressor por unidade de massa do refrigerante que escoa através do condensador e (*c*) o coeficiente de performance.

SOLUÇÃO Um sistema de refrigeração por compressão em dois estágios que opera entre limites de pressão especificados é considerado. A fração do refrigerante que evapora no separador de líquido, a capacidade de refrigeração, o trabalho por unidade de massa e o COP devem ser determinados.

(*continua*)

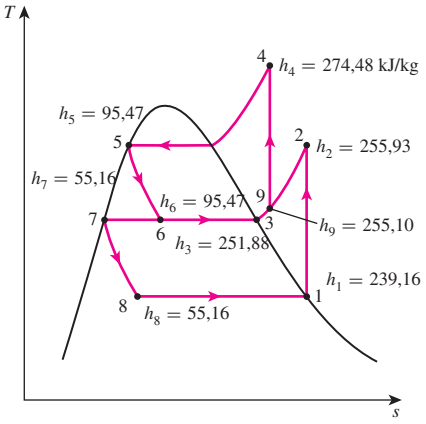


FIGURA 11–15 O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração de compressão em dois estágios descrito no Exemplo 11–5.

(*continuação*)

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **3** O separador de líquido é adiabático.

Propriedades As entalpias do refrigerante nos diversos estados são determinadas nas tabelas de refrigerante e são indicadas no diagrama *T-s*.

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração é mostrado na Fig. 11–15. Observamos que o refrigerante sai do condensador como líquido saturado e entra no compressor a baixa pressão como vapor saturado.

(*a*) A fração do refrigerante que evapora à medida que ele é estrangulado para o separador de líquido é simplesmente o título no estado 6, ou seja

$$x_6 = \frac{h_6 - h_l}{h_{lv}} = \frac{95{,}47 - 55{,}16}{196{,}71} = \mathbf{0{,}2049}$$

(*b*) A quantidade de calor removido do espaço refrigerado e a entrada de trabalho no compressor por unidade de massa do refrigerante que escoa através do condensador são

$$\begin{aligned} q_L &= (1 - x_6)(h_1 - h_8) \\ &= (1 - 0{,}2049)[(239{,}16 - 55{,}16)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{146{,}3\ kJ/kg} \end{aligned}$$

e

$$w_{\text{ent}} = w_{\text{comp I, ent}} + w_{\text{comp II, ent}} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9)$$

A entalpia no estado 9 é determinada de um balanço de energia na câmara de mistura,

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{sai}} &= \dot{E}_{\text{ent}} \\ (1)h_9 &= x_6 h_3 + (1 - x_6)h_2 \\ h_9 &= (0{,}2049)(251{,}88) + (1 - 0{,}2049)(255{,}93) = 255{,}10\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Dessa forma, $s_9 = 0{,}9416$ kJ/kg·K. Assim, a entalpia no estado 4 (0,8 MPa, $s_4 = s_9$) é $h_4 = 274{,}48$ kJ/kg. Substituindo,

$$\begin{aligned} w_{\text{ent}} &= (1 - 0{,}2049)[(255{,}93 - 239{,}16)\ \text{kJ/kg}] + (274{,}48 - 255{,}10)\ \text{kJ/kg} \\ &= \mathbf{32{,}71\ kJ/kg} \end{aligned}$$

(*c*) O coeficiente de performance é

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{ent}}} = \frac{146{,}3\ \text{kJ/kg}}{32{,}71\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{4{,}47}$$

Discussão Este problema foi resolvido no Exemplo 11–1 para um sistema de refrigeração de estágio único (COP = 3,97) e no Exemplo 11–4 para um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios (COP = 4,46). Observe que o COP do sistema de refrigeração aumentou consideravelmente em relação à compressão de único estágio, mas não mudou muito em relação à compressão em cascata de dois estágios.

Sistemas de refrigeração com múltiplos propósitos em um único compressor

Algumas aplicações exigem refrigeração a mais de uma temperatura. Isso poderia ser realizado com o uso de uma válvula de expansão separada e um compressor separado para cada evaporador que opera em diferentes temperaturas. Entretanto,

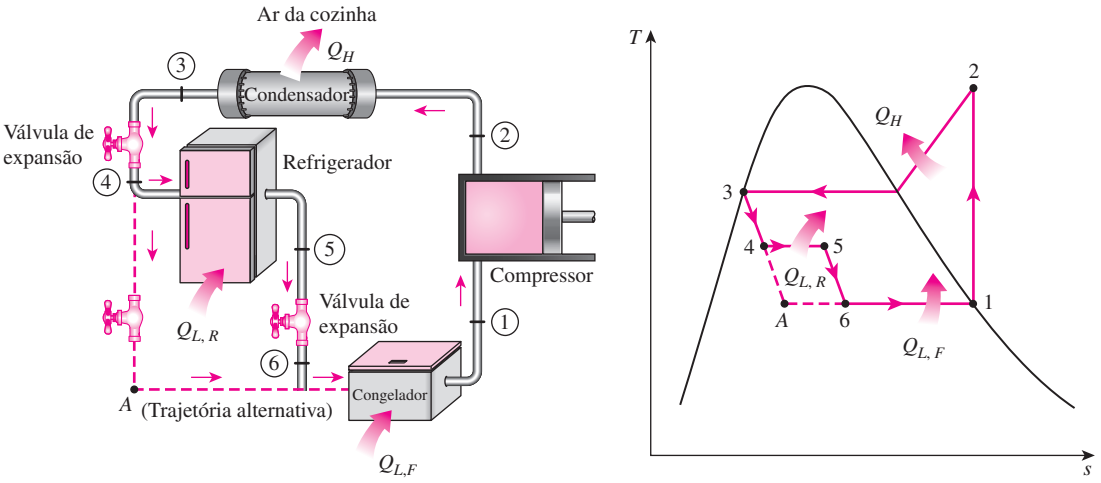


FIGURA 11–16 Esquema e diagrama *T-s* de uma unidade de refrigerador e congelador com um compressor.

tal sistema é volumoso e provavelmente não seria economicamente viável. Um modo mais prático e econômico seria direcionar todas as correntes de saída dos evaporadores para um único compressor e deixar que ele realizasse o processo de compressão de todo o sistema.

Considere, por exemplo, uma unidade comum de refrigerador e congelador. Uma representação esquemática simplificada da unidade e o diagrama *T-s* do ciclo são mostrados na Fig. 11–16. A maioria das mercadorias refrigeradas tem um conteúdo de água alto, e o espaço refrigerado deve ser mantido acima do ponto de solidificação para evitar o congelamento. O compartimento do congelador, porém, é mantido a cerca de −18 °C. Assim, o refrigerante deve entrar no congelador a cerca de −25 °C para se obter uma transferência de calor a uma taxa razoável. Se uma única válvula de expansão e um único evaporador fossem usados, o refrigerante teria que circular em ambos os compartimentos a cerca de −25 °C, o que causaria a formação de gelo na vizinhança das serpentinas do evaporador e a desidratação do produto. Esse problema pode ser eliminado pelo estrangulamento do refrigerante a uma pressão (e temperatura) mais alta para uso no espaço refrigerado e, em seguida, pelo seu estrangulamento até a pressão mínima para utilização no congelador. Todo o refrigerante que sai do compartimento do congelador é posteriormente comprimido por um único compressor até a pressão do condensador.

Liquefação de gases

A liquefação de gases sempre foi uma área importante da refrigeração, uma vez que muitos processos importantes científicos e de engenharia a temperaturas criogênicas (temperaturas abaixo de cerca de −100 °C) dependem dos gases liquefeitos. Alguns exemplos de tais processos são a separação do oxigênio e do nitrogênio do ar, a preparação de propelentes líquidos para foguetes, o estudo das propriedades dos materiais a baixas temperaturas e o estudo de alguns fenômenos interessantes como a supercondutividade.

A temperaturas acima do valor do ponto crítico, uma substância existe apenas na fase gasosa. As temperaturas críticas do hélio, hidrogênio e nitrogênio (três gases liquefeitos normalmente usados) são de −268 °C, −240 °C e −147 °C, respectivamente. Portanto, nenhuma dessas substâncias existe na forma líquida

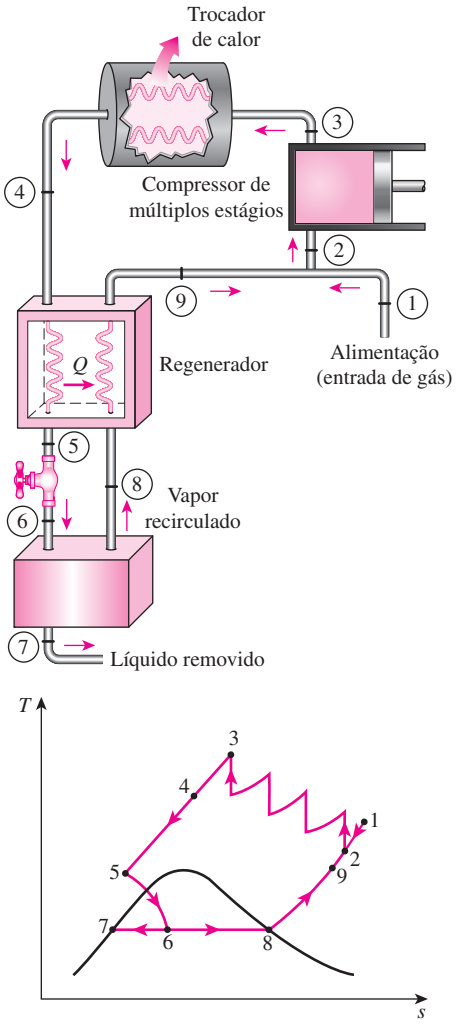


FIGURA 11–17 O sistema Linde-Hampson para liquefação de gases.

a condições atmosféricas. Além disso, baixas temperaturas dessa magnitude não podem ser obtidas por técnicas comuns de refrigeração. Assim, a pergunta que deve ser respondida na liquefação de gases é esta: *Como podemos diminuir a temperatura de um gás abaixo do valor de seu ponto crítico?*

Vários ciclos, alguns complexos e outros simples, são utilizados com sucesso para a liquefação dos gases. Abaixo discutimos o ciclo de Linde-Hampson, que é mostrado de forma esquemática seguido de um diagrama *T-s* na Fig. 11–17.

O gás a ser liquefeito é misturado à parte não condensada do gás do ciclo anterior, e a mistura no estado 2 é comprimida por um compressor de múltiplos estágios até o estado 3. O processo de compressão se aproxima de um processo isotérmico devido ao resfriamento intermediário. O gás a alta pressão é resfriado em um pós-resfriador por um meio de resfriamento ou por um sistema separado de refrigeração externa até o estado 4. O gás é resfriado em um trocador regenerativo de calor de contracorrente pela parte não condensada do gás do ciclo anterior até o estado 5, e é estrangulado até o estado 6, que é um estado de mistura saturada de líquido e vapor. O líquido (estado 7) é coletado como o produto desejado e o vapor (estado 8) é direcionado através do regenerador para resfriar o gás a alta pressão que se aproxima da válvula de expansão. Finalmente, o gás não condensado é misturado ao gás de alimentação fresco e o ciclo se repete.

Esse e outros ciclos de refrigeração utilizados para a liquefação dos gases também podem ser usados para a solidificação dos gases.

11–9 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO A GÁS

Como foi explicado na Seção 11–2, o ciclo de Carnot (o padrão de comparação para os ciclos de potência) e o ciclo reverso de Carnot (o padrão de comparação dos ciclos de refrigeração) são idênticos, exceto que o ciclo reverso de Carnot opera na direção inversa. Isso sugere que os ciclos de potência discutidos em capítulos anteriores podem ser usados como ciclos de refrigeração simplesmente pela sua reversão. Na verdade, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é essencialmente um ciclo de Rankine modificado que opera ao contrário. Outro exemplo é o ciclo reverso de Stirling, que é o ciclo no qual operam os refrigeradores Stirling. Nesta seção, discutimos o *ciclo reverso Brayton*, mais conhecido como o **ciclo de refrigeração a gás**.

Considere o ciclo de refrigeração a gás mostrado na Fig. 11–18. A vizinhança está a T_0 e o espaço refrigerado deve ser mantido a T_L. O gás é comprimido durante o processo 1-2. O gás a alta pressão e alta temperatura do estado 2 é resfriado a pressão constante até T_0 pela rejeição de calor para a vizinhança. Isso é seguido por um processo de expansão em uma turbina, durante o qual a temperatura do gás cai até T_4. (Podemos atingir o efeito de resfriamento usando uma válvula de expansão em vez de uma turbina?) Finalmente, o gás frio absorve calor do espaço refrigerado até que sua temperatura se eleve até T_1.

Todos os processos descritos são internamente reversíveis e o ciclo executado é o ciclo *ideal* de refrigeração a gás. Nos ciclos reais de refrigeração a gás, os processos de compressão e expansão se desviam dos ciclos isentrópicos e T_3 é mais alta do que T_0, a menos que o trocador de calor seja infinitamente grande.

Em um diagrama *T-s,* a área sob a curva de processo 4-1 representa o calor removido do espaço refrigerado e a área interna 1-2-3-4-1 representa a entrada

de trabalho líquido. A razão entre essas áreas é o COP do ciclo, que pode ser expresso por

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{liq, ent}}} = \frac{q_L}{w_{\text{comp, ent}} - w_{\text{turb, sai}}} \qquad \textbf{(11–26)}$$

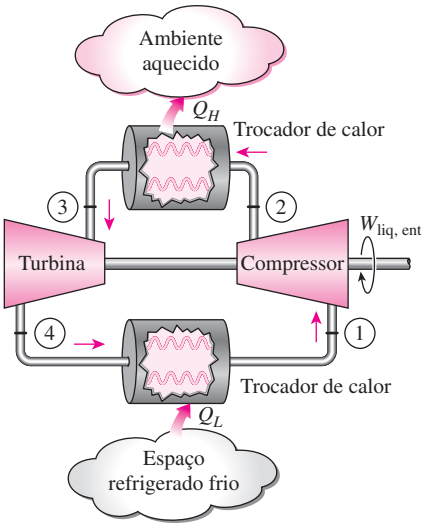
onde

$$q_L = h_1 - h_4$$
$$w_{\text{turb, sai}} = h_3 - h_4$$
$$w_{\text{comp, ent}} = h_2 - h_1$$

O ciclo de refrigeração a gás se desvia do ciclo reverso de Carnot porque os processos de transferência de calor não são isotérmicos. Na verdade, a temperatura do gás varia de forma considerável durante os processos de transferência de calor. Consequentemente, os ciclos de refrigeração a gás têm COPs mais baixos com relação aos ciclos de refrigeração por compressão de vapor ou ao ciclo reverso de Carnot. Isso também fica evidente no diagrama *T-s* da Fig. 11–19. O ciclo reverso de Carnot consome uma fração do trabalho líquido (área retangular 1*A*3*B*), mas produz uma quantidade maior de refrigeração (área triangular abaixo de *B*1).

Apesar de seus COPs relativamente baixos, os ciclos de refrigeração a gás têm duas características desejáveis: eles envolvem componentes simples e mais leves, o que os torna adequados para o resfriamento de aviões, e podem incorporar a regeneração, que os torna adequados para a liquefação de gases e aplicações criogênicas. Um sistema de refrigeração de avião de ciclo aberto é mostrado na Fig. 11–20. O ar atmosférico é comprimido por um compressor, resfriado pelo ar da vizinhança e expandido em uma turbina. O ar frio que sai da turbina é dirigido diretamente para a cabine.

O ciclo regenerativo a gás é mostrado na Fig. 11–21. O resfriamento regenerativo é atingido inserindo um trocador de calor contracorrente no ciclo. Sem a regeneração, a mais baixa temperatura de entrada da turbina é T_0, que é a temperatura da vizinhança ou de qualquer outro meio de resfriamento. Com a regeneração, o gás a alta pressão é resfriado mais ainda até atingir T_4, antes de se expandir na turbina. A diminuição da temperatura de entrada da turbina diminui automaticamente a temperatura de saída da turbina, que é a temperatura mínima do ciclo. Temperaturas extremamente baixas podem ser atingidas pela repetição desse processo.



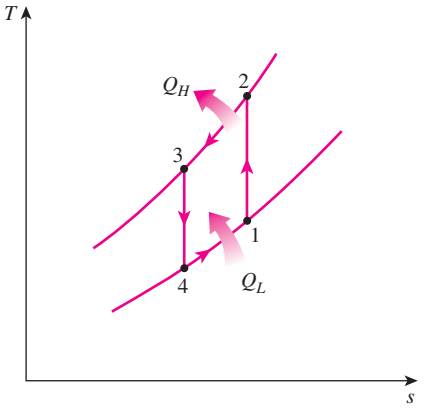


FIGURA 11–18 Ciclo simples de refrigeração a gás.

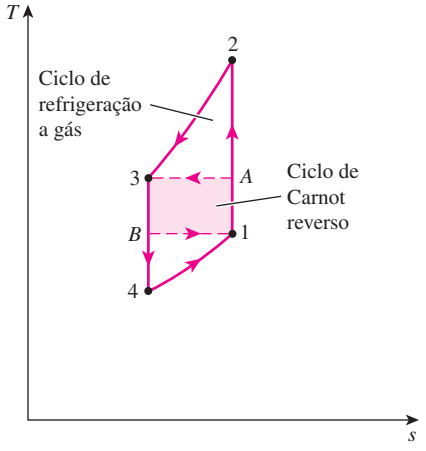


FIGURA 11–19 Um ciclo reverso de Carnot produz mais refrigeração (área abaixo de *B*1) com menor entrada de trabalho (área 1*A*3*B*).

EXEMPLO 11–6 O ciclo simples ideal de refrigeração a gás

Um ciclo ideal de refrigeração a gás que utiliza o ar como meio de trabalho deve manter um espaço refrigerado a 0 °F e rejeitar calor para a vizinhança a 80 °F. A taxa de pressão do compressor é 4. Determine (*a*) as temperaturas máxima e mínima do ciclo, (*b*) o coeficiente de performance e (*c*) a taxa de refrigeração para uma vazão mássica de 0,1 lbm/s.

SOLUÇÃO Um ciclo de refrigeração a gás ideal que utiliza o ar como fluido de trabalho é considerado. As temperaturas máxima e mínima, o COP e a taxa de refrigeração devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** O ar é um gás ideal com calores específicos variáveis. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

(*continua*)

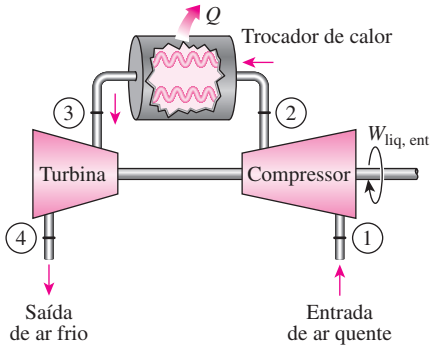


FIGURA 11–20 Um sistema de resfriamento de avião de ciclo aberto.

(continuação)

Análise O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração a gás é mostrado na Fig. 11–22. Observamos que esse é um ciclo de refrigeração por compressão a gás e, consequentemente, tanto o compressor quanto a turbina são isentrópicos e o ar é resfriado até a temperatura ambiente antes de entrar na turbina.

(*a*) As temperaturas máxima e mínima do ciclo são determinadas pelas relações isentrópicas dos gases ideais para os processos de compressão e expansão. Utilizando a Tab. A–17E,

$$T_1 = 460 \text{ R} \longrightarrow h_1 = 109{,}90 \text{ Btu/lbm} \quad \text{e} \quad P_{r1} = 0{,}7913$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (4)(0{,}7913) = 3{,}165 \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 163{,}5 \text{ Btu/lbm} \\ T_2 = \mathbf{683 \text{ R (ou } 223 \text{ °F)}} \end{cases}$$

$$T_3 = 540 \text{ R} \longrightarrow h_3 = 129{,}06 \text{ Btu/lbm} \quad \text{e} \quad P_{r3} = 1{,}3860$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0{,}25)(1{,}386) = 0{,}3465 \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 86{,}7 \text{ Btu/lbm} \\ T_4 = \mathbf{363 \text{ R (ou } -97 \text{ °F)}} \end{cases}$$

Portanto, a temperatura mais alta e a mais baixa do ciclo são 223 °F e −97 °F, respectivamente.

(*b*) O COP desse ciclo de refrigeração a gás ideal é

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{liq, ent}} = \frac{q_L}{w_{comp, ent} - W_{turb, sai}}$$

onde

$$q_L = h_1 - h_4 = 109{,}9 - 86{,}7 = 23{,}2 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{turb, sai} = h_3 - h_4 = 129{,}06 - 86{,}7 = 42{,}36 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{comp, ent} = h_2 - h_1 = 163{,}5 - 109{,}9 = 53{,}6 \text{ Btu/lbm}$$

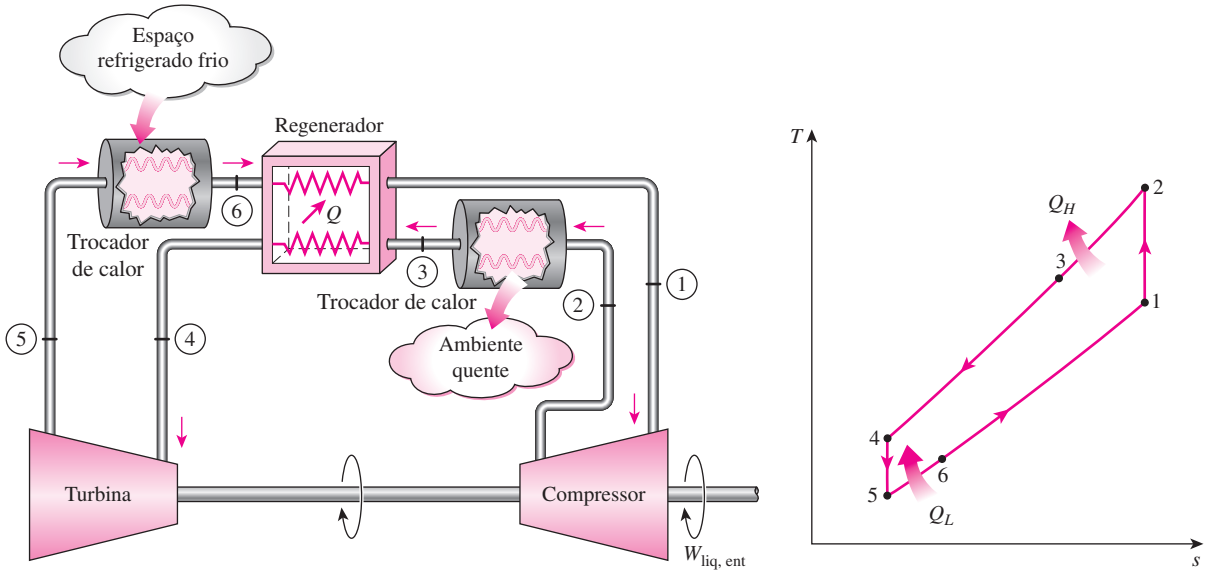


FIGURA 11–21 O ciclo de refrigeração a gás com regeneração.

Assim

$$\text{COP}_R = \frac{23{,}2}{53{,}6 - 42{,}36} = \mathbf{2{,}06}$$

(*c*) A taxa de refrigeração é

$$\dot{Q}_{\text{refrig}} = \dot{m}(q_L) = (0{,}1\ \text{lbm/s})(23{,}2\ \text{Btu/lbm}) = \mathbf{2{,}32\ Btu/s}$$

Discussão Observe que um ciclo ideal por compressão de vapor que funciona sob condições semelhantes teria um COP maior do que 3.

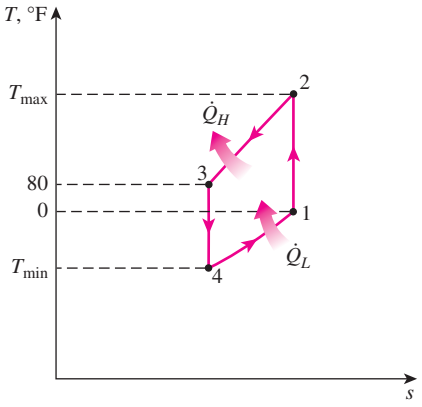


FIGURA 11–22 O diagrama *T-s* do ciclo de refrigeração a gás ideal descrito no Exemplo 11–6.

11–10 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Outra forma de refrigeração que se torna economicamente atraente quando existe uma fonte de energia térmica acessível a uma temperatura de 100 °C a 200 °C é a **refrigeração por absorção**. Alguns exemplos de fontes de energia térmica acessível incluem a energia geotérmica, a energia solar e o calor rejeitado pelas usinas de cogeração ou de instalações de vapor para processos, e até mesmo o gás natural quando ele está disponível a um preço baixo.

Como o nome implica, os sistemas de refrigeração por absorção envolvem a absorção de um *refrigerante* por um *meio de transporte*. O sistema de refrigeração por absorção mais utilizado é o sistema de amônia e água, no qual a amônia (NH_3) serve como o refrigerante e a água (H_2O) serve como o meio de transporte. Outros sistemas de refrigeração por absorção incluem os sistemas de água-brometo de lítio e água-cloreto de lítio, nos quais a água serve como refrigerante. Os dois últimos sistemas se limitam a aplicações de condicionamento de ar, nas quais a temperatura mínima está acima do ponto de congelamento da água.

Para entender os princípios básicos envolvidos na refrigeração por absorção, examinemos o sistema NH_3–H_2O mostrado na Fig. 11–23. A máquina de refrigeração de amônia e água foi patenteada pelo francês Ferdinand Carre em 1859. Depois de alguns anos, as máquinas com base nesse princípio foram criadas nos Estados Unidos primariamente para fazer gelo e armazenar alimentos. Olhando a figura, você observará imediatamente que esse sistema se parece muito com o sistema por compressão de vapor, exceto que o compressor foi substituído por um mecanismo complexo de absorção que consiste em um absorvedor, uma bomba, um gerador, um regenerador, uma válvula e um retificador. Depois que a pressão do NH_3 é elevada pelos componentes na caixa (essa é a única coisa que eles devem fazer), ele é resfriado e condensado no condensador pela rejeição de calor para a vizinhança, e depois estrangulado até a pressão do evaporador, quando absorve calor do espaço refrigerado à medida que escoa através do evaporador. Até aqui, não há nada de novo, mas explicamos a seguir o que acontece na caixa:

O vapor de amônia sai do evaporador e entra no absorvedor, onde ele se dissolve e reage com a água para formar o $NH_3 \cdot H_2O$. Essa é uma reação exotérmica, portanto o calor é liberado durante esse processo. A quantidade de NH_3 que pode ser dissolvida em H_2O é inversamente proporcional à temperatura. Assim, é preciso resfriar o absorvedor para manter sua temperatura a mais baixa possível, e maximizar a quantidade de NH_3 que é dissolvida (absorvida) na água. A solução líquida $NH_3 + H_2O$, que é rica em NH_3, é bombeada para o gerador. O calor é transferido de uma fonte para a solução com o intuito de vaporizar parte desta

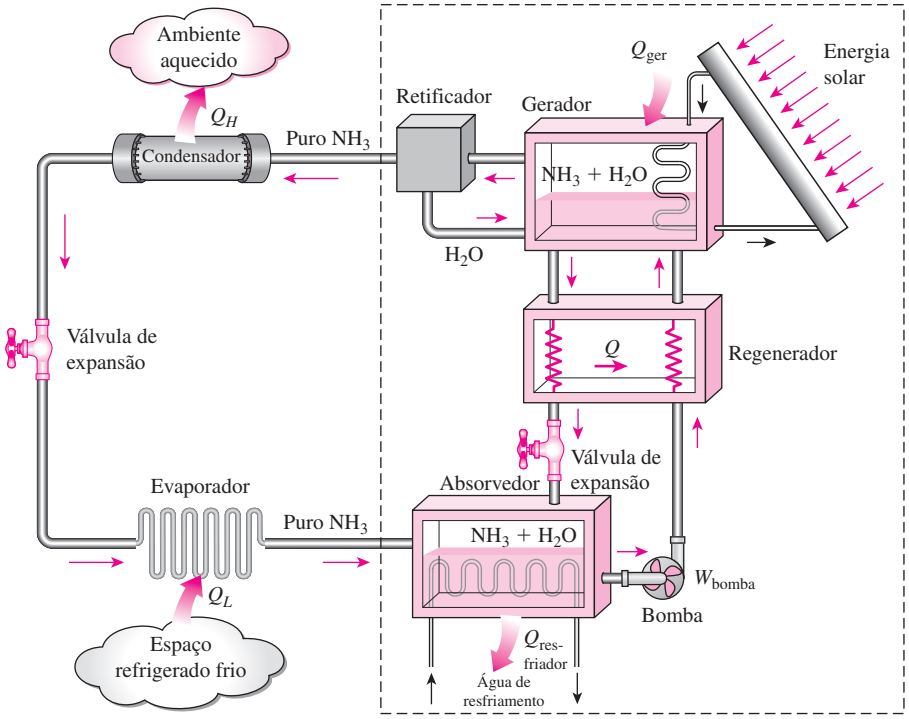


FIGURA 11–23 Ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

solução. O vapor, que é rico em NH_3, passa através de um retificador que separa a água e o leva de volta ao gerador. O vapor de NH_3 puro a alta pressão continua sua jornada através do restante do ciclo. A solução quente de $NH_3 + H_2O$, que é fraca em NH_3, passa através de um regenerador, onde transfere parte do calor para a solução rica que sai da bomba e é estrangulada até a pressão do absorvedor.

Comparados aos sistemas por compressão de vapor, os sistemas de refrigeração por absorção têm uma grande vantagem: comprime-se um líquido em vez do vapor. O trabalho com escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico, portanto a entrada de trabalho nos sistemas de refrigeração por absorção é muito pequena (aproximadamente 1% do calor fornecido ao gerador) e quase sempre é negligenciada na análise do ciclo. A operação desses sistemas tem por base a transferência de calor de uma fonte externa. Assim, os sistemas de refrigeração por absorção são frequentemente classificados como *sistemas movidos a calor*.

Os sistemas de refrigeração por absorção são muito mais caros do que os sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Eles são mais complexos e ocupam mais espaço, são menos eficientes e exigem torres de resfriamento maiores para rejeitar o calor dissipado, além de sua manutenção ser mais difícil uma vez que são menos comuns. Portanto, os sistemas de refrigeração por absorção devem ser considerados apenas quando o custo unitário da energia térmica é baixo e foi planejado para permanecer assim em relação à eletricidade. Os sistemas de refrigeração por absorção são usados principalmente em grandes instalações comerciais e industriais.

O COP dos sistemas de refrigeração por absorção é definido por

$$\text{COP}_{\text{absorção}} = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}} + W_{\text{bomba, ent}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}}} \qquad \textbf{(11–27)}$$

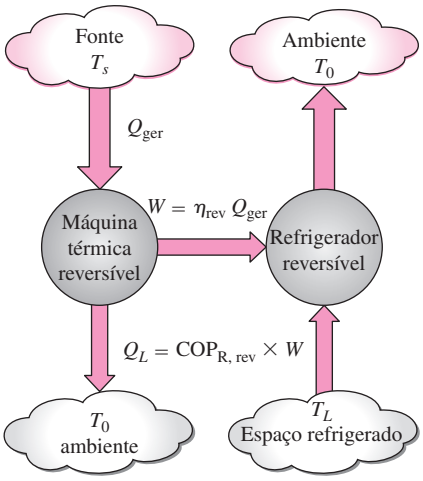
O COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção é determinado considerando que todo o ciclo é totalmente reversível (ou seja, o ciclo não envolve irreversibilidades e toda transferência de calor é feita através de uma diferença de temperatura diferencial). O sistema de refrigeração seria reversível se o calor da fonte (Q_{ger}) fosse transferido para uma máquina térmica de Carnot, e se o resultado do trabalho dessa máquina térmica ($W = \varepsilon_{t,\,\text{rev}}\, Q_{\text{ger}}$) fosse fornecido a um refrigerador de Carnot para remover o calor do espaço refrigerado. Observe que $Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R, rev}} = \varepsilon_{t,\,\text{rev}} Q_{\text{ger}} \text{COP}_{\text{R, rev}}$. Assim, o COP geral (Fig. 11–24) de um sistema de refrigeração por absorção em condições reversíveis seria

$$\text{COP}_{\text{rev, absorção}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}}} = \eta_{t,\,\text{rev}} \text{COP}_{\text{R, rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \qquad \textbf{(11–28)}$$

onde T_L, T_0 e T_s são as temperaturas termodinâmicas do espaço refrigerado, do ambiente e da fonte de calor, respectivamente. Todo sistema de refrigeração por absorção que recebe calor de uma fonte a T_s e remove calor do espaço refrigerado a T_L enquanto opera em um ambiente a T_0 tem um COP mais baixo do que o sistema determinado com a Eq. 11–28. Por exemplo, quando a fonte está a 120 °C, o espaço refrigerado está a −10 °C e o ambiente está a 25 °C, o COP máximo que um sistema de refrigeração por absorção pode ter é 1,8. O COP dos sistemas de refrigeração por absorção reais, em geral, é menor do que 1.

Os sistemas de condicionamento de ar com base na refrigeração por absorção, chamados *resfriadores por absorção*, têm melhor desempenho quando a fonte de calor pode fornecer calor a uma temperatura mais alta com pouca variação (queda) de temperatura. Os resfriadores por absorção geralmente são classificados a uma temperatura de entrada de 116 °C (240 °F). Os resfriadores funcionam a temperaturas mais baixas, mas sua capacidade de resfriamento diminui bastante com a redução da temperatura da fonte – aproximadamente 12,5% para cada queda de 6 °C (10 °F) na temperatura da fonte. Por exemplo, a capacidade cai até 50% quando a temperatura da água da fonte cai até 93 °C (200 °F). Nesse caso, é preciso dobrar o tamanho (e consequentemente o custo) do resfriador para atingir o mesmo resfriamento. O declínio da temperatura da fonte afeta menos o COP do resfriador. O COP cai 2,5% para cada queda de 6 °C (10 °F) na temperatura da fonte. O COP nominal dos resfriadores por absorção de estágio único a 116 °C (240 °F) varia de 0,65 a 0,70. Assim, para cada tonelada de refrigeração por absorção, uma entrada de calor de (12.000 Btu/h)/0,65 = 18.460 Btu/h é necessária. A 88 °C (190 °F), o COP cai 12,5%, e portanto a entrada de calor aumenta 12,5% para a obtenção do mesmo efeito de resfriamento. Assim, os aspectos econômicos devem ser avaliados com cuidado antes de considerar um sistema de refrigeração por absorção, particularmente quando a temperatura da fonte está abaixo de 93 °C (200 °F).

Outro sistema de refrigeração por absorção bastante conhecido entre as pessoas que costumam acampar é um sistema acionado a propano inventado por dois estudantes suecos. Nesse sistema, a bomba é substituída por um terceiro fluido (o hidrogênio), tornando-o uma verdadeira unidade portátil.



$$W = \eta_{\text{rev}}\, Q_{\text{ger}} = \left(1 \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{ger}}$$

$$Q_L = \text{COP}_{\text{R, rev}} W = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) W$$

$$\text{COP}_{\text{rev, absorção}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

FIGURA 11–24 Determinação do COP máximo de um sistema de refrigeração por absorção.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

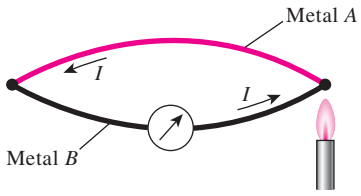


FIGURA 11–25 Quando uma das junções de dois metais diferentes é aquecida, uma corrente I flui através do circuito fechado.

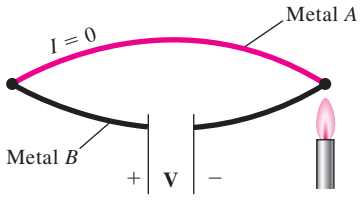


FIGURA 11–26 Quando um circuito termoelétrico é quebrado, uma diferença potencial é gerada.

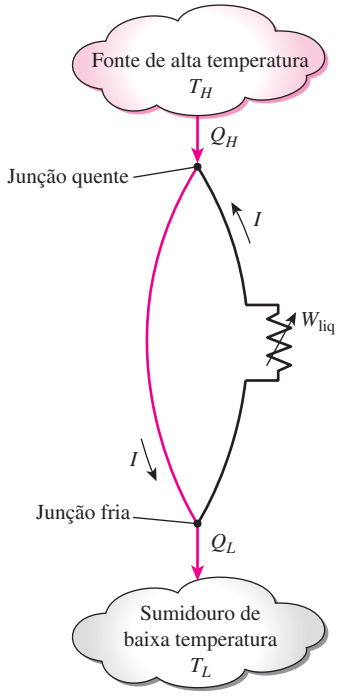


FIGURA 11–27 Esquema de um gerador de potência termoelétrica simples.

Geração de potência termoelétrica e sistemas de refrigeração

Todos os sistemas de refrigeração discutidos anteriormente envolvem muitas partes móveis e componentes complexos e volumosos. Assim, uma pergunta nos vem à mente: Um sistema de refrigeração realmente precisa ser tão complexo? Não podemos atingir o mesmo efeito de forma mais direta? A resposta para essa pergunta é *sim*. É possível usar a energia elétrica mais diretamente para produzir resfriamento sem envolver nenhum refrigerante ou partes móveis. Abaixo discutimos um desses sistemas, chamado *refrigerador termoelétrico*.

Considere dois fios formados por metais diferentes conectados de ambos os lados (junções), formando um circuito fechado. Normalmente, nada aconteceria. Entretanto, quando um dos lados é aquecido, algo interessante acontece: uma corrente flui continuamente no circuito, como mostra a Fig. 11–25. Isso é chamado de **efeito Seebeck**, em homenagem a Thomas Seebeck, que fez essa descoberta em 1821. O circuito que incorpora os efeitos térmico e elétrico é chamado de **circuito termoelétrico**, e o dispositivo que opera nesse circuito é chamado de **dispositivo termoelétrico**.

O efeito Seebeck tem duas aplicações importantes: a medição de temperatura e a geração de potência. Quando o circuito termoelétrico é quebrado, como mostra a Fig. 11–26, a corrente para de fluir e podemos medir a força motora (a força eletromotriz) ou a voltagem gerada no circuito com um voltímetro. A voltagem gerada é uma função da diferença de temperatura e dos materiais dos dois fios utilizados. Portanto, a temperatura pode ser medida simplesmente pela medição das voltagens. Os dois fios utilizados para medir a temperatura dessa maneira formam um *termopar*, que é o dispositivo de medição de temperatura mais versátil e mais amplamente utilizado. Um termopar comum do tipo T, por exemplo, consiste em fios de cobre e constantan, e produz cerca de 40 μV por diferença em °C.

O efeito Seebeck também forma a base da geração de potência termoelétrica. Uma representação esquemática de um **gerador termoelétrico** é mostrada na Fig. 11–27. O calor é transferido de uma fonte a alta temperatura para a junção aquecida na quantidade Q_H e é rejeitado da junção fria para um sumidouro a baixa temperatura na quantidade Q_L. A diferença entre essas duas quantidades é o trabalho elétrico líquido produzido, ou seja, $W_e = Q_H - Q_L$. Fica evidente na Fig. 11–27 que o ciclo de potência termoelétrica se parece muito com um ciclo comum de máquina térmica, com os elétrons servindo como fluido de trabalho. Assim, a eficiência térmica de um gerador termoelétrico que opera entre os limites de temperatura T_H e T_L é limitada pela eficiência de um ciclo de Carnot que opera entre os mesmos limites de temperatura. Dessa forma, na ausência de irreversibilidades (como o aquecimento I^2R, onde R é a resistência elétrica total dos fios), o gerador termoelétrico terá a eficiência de Carnot.

A principal desvantagem dos geradores termoelétricos é sua baixa eficiência. O futuro sucesso desses dispositivos depende da existência de materiais com características mais desejáveis. Por exemplo, a tensão elétrica obtida com os dispositivos termoelétricos aumentou várias vezes com a troca dos pares de metal para semicondutores. Um gerador termoelétrico prático que utiliza

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

materiais do tipo *n* (fortemente dopado para criar excesso de elétrons) e do tipo *p* (fortemente dopado para criar uma deficiência de elétrons) conectados em série é mostrado na Fig. 11–28. Apesar da baixa eficiência, os geradores termoelétricos têm claramente as vantagens do peso e da confiabilidade, e atualmente são usados em áreas rurais e em aplicações espaciais. Os geradores termoelétricos de silício e germânio, por exemplo têm sido usados no ônibus espacial *Voyager* desde 1980, e devem continuar gerando potência por muitos anos mais.

Se Seebeck tivesse sido fluente em termodinâmica, provavelmente teria tentado reverter a direção do fluxo de elétrons no circuito termoelétrico (aplicando externamente uma diferença de potencial na direção inversa) para criar um efeito de refrigeração. Mas essa honra pertence a Jean Charles Athanase Peltier, que descobriu esse fenômeno em 1834. Ele notou durante seus experimentos que quando uma corrente pequena passava através da junção de dois fios diferentes, a junção era resfriada, como é possível observar na Fig. 11–29. Isso é chamado de **efeito Peltier** e forma a base da **refrigeração termoelétrica**. Um circuito de refrigeração termoelétrica prático usando materiais semicondutores é mostrado na Fig. 11–30. O calor é absorvido do espaço refrigerado na quantidade Q_L e rejeitado para o ambiente mais quente na quantidade Q_H. A diferença entre essas duas quantidades é o trabalho elétrico líquido que precisa ser fornecido, ou seja, $W_{\text{eletr}} = Q_H - Q_L$. Atualmente, os refrigeradores termoelétricos não concorrem com os sistemas de refrigeração por compressão de vapor por causa de seu coeficiente de performance mais baixo. Entretanto, eles estão disponíveis no mercado e são mais adequados para algumas aplicações por causa do tamanho menor, simplicidade, pouco ruído e confiabilidade.

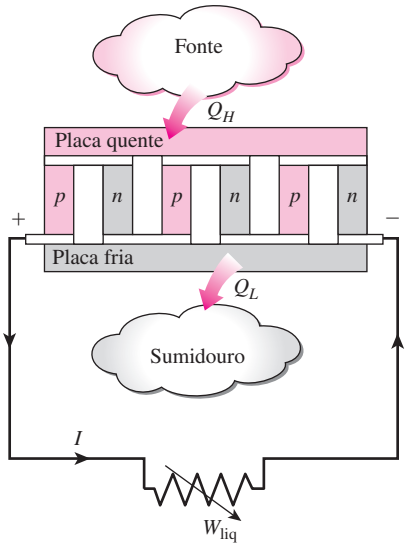


FIGURA 11–28 Um gerador de potência termoelétrico.

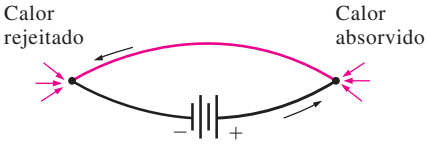


FIGURA 11–29 Quando uma corrente passa através da junção de dois materiais diferentes, a junção é resfriada.

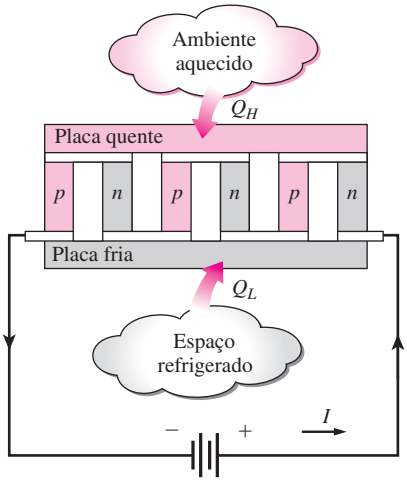


FIGURA 11–30 Um refrigerador termoelétrico.

EXEMPLO 11–7 Resfriamento de uma bebida enlatada por um refrigerador termoelétrico

Um refrigerador termoelétrico que se parece com uma caixa de gelo pequena é alimentado por uma bateria de automóvel e tem um COP de 0,1. Se o refrigerador resfria uma bebida em uma lata de 0,350 L de 20 °C até 4 °C em 30 minutos, determine a potência elétrica média consumida pelo refrigerador termoelétrico.

SOLUÇÃO Um refrigerador termoelétrico com um COP especificado é usado para resfriar bebidas enlatadas. O consumo de potência do refrigerador deve ser determinado.

Hipótese A transferência de calor através das paredes do refrigerador é desprezível durante a operação.

Propriedades As propriedades das bebidas enlatadas são iguais às da água à temperatura ambiente, $\rho = 1$ kg/L e $c = 4{,}18$ kJ/kg·°C (Tab. A–3).

Análise A taxa de resfriamento do refrigerador é simplesmente a taxa de diminuição da energia das bebidas enlatadas,

$$m = \rho V = (1\ \text{kg/L})(0{,}350\ \text{L}) = 0{,}350\ \text{kg}$$

$$Q_{\text{resfriamento}} = mc\,\Delta T = (0{,}350\ \text{kg})(4{,}18\ \text{kJ/kg·°C})(20 - 4)\text{°C} = 23{,}4\ \text{kJ}$$

$$\dot{Q}_{\text{resfriamento}} = \frac{Q_{\text{resfriamento}}}{\Delta t} = \frac{23{,}4\ \text{kJ}}{30 \times 60\ \text{s}} = 0{,}0130\ \text{kW} = 13\ \text{W}$$

(*continua*)

(*continuação*)
Assim, a potência média consumida pelo refrigerador torna-se

$$\dot{W}_{\text{ent}} = \frac{\dot{Q}_{\text{resfriamento}}}{\text{COP}_{\text{R}}} = \frac{13\ \text{W}}{0{,}10} = \mathbf{130\ W}$$

Discussão Na verdade, o consumo de potência será maior por conta do ganho de calor através das paredes do refrigerador.

RESUMO

A transferência de calor das regiões de temperatura mais baixa para as regiões de temperatura mais alta é chamada de *refrigeração*. Os dispositivos que produzem refrigeração são chamados de *refrigeradores*, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de *ciclos de refrigeração*. Os fluidos de trabalho utilizados nos refrigeradores são chamados de *refrigerantes*. Os refrigeradores usados com a finalidade de aquecer um espaço pela transferência de calor de um meio a uma temperatura mais baixa são chamados de *bombas de calor*.

O desempenho dos refrigeradores e das bombas de calor é expresso pelo *coeficiente de performance* (COP), que é definido como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Efeito de resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_L}{W_{\text{liq, ent}}}$$

$$\text{COP}_{\text{BC}} = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_H}{W_{\text{liq, ent}}}$$

O padrão de comparação dos ciclos de refrigeração é o *ciclo reverso de Carnot*. Um refrigerador ou bomba de calor que opera no ciclo reverso de Carnot é chamado de *refrigerador de Carnot* ou de *bomba de calor de Carnot*, e seus COPs são

$$\text{COP}_{\text{R, Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{\text{BC, Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

O ciclo de refrigeração mais utilizado é o *ciclo de refrigeração por compressão de vapor.* Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, o refrigerante entra no compressor como vapor saturado e é resfriado até o estado líquido saturado no condensador. Em seguida, ele é estrangulado até a pressão do evaporador e vaporizado até absorver calor do espaço refrigerado.

Temperaturas muito baixas podem ser atingidas pela operação de dois ou mais sistemas por compressão de vapor em série, que são chamados de sistemas em *cascata*. O COP de um sistema de refrigeração também aumenta como resultado da cascata. Outra forma de melhorar o desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor é usar a *compressão em múltiplos estágios com resfriamento regenerativo.* Um refrigerador com um único compressor pode fornecer refrigeração a diversas temperaturas pelo estrangulamento do refrigerante em estágios. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor, após algumas modificações, também pode ser usado para liquefazer gases.

Os ciclos de potência podem ser usados como ciclos de refrigeração, revertendo-os. Desses, o *ciclo reverso Brayton*, que também é conhecido como *ciclo de refrigeração a gás,* é usado para resfriar aviões e obter temperaturas muito baixas (criogênicas) após a sua modificação com regeneração. O resultado do trabalho de turbina pode ser usado para reduzir os requisitos de entrada de trabalho no compressor. Assim, o COP de um ciclo de refrigeração a gás é

$$\text{COP}_{\text{absorção}} = \frac{q_L}{w_{\text{liq, ent}}} = \frac{q_L}{w_{\text{comp, ent}} - w_{\text{turb, sai}}}$$

Outra forma de refrigeração que se torna economicamente atraente quando existe uma fonte barata de energia térmica à temperatura de 100 °C a 200 °C é a *refrigeração por absorção*, na qual o refrigerante é absorvido por um meio de transporte e comprimido na forma líquida. O sistema de refrigeração por absorção mais amplamente utilizado é o sistema de amônia e água, no qual a amônia serve como refrigerante e a água como meio de transporte. A entrada de trabalho na bomba geralmente é muito pequena, e o COP dos sistemas de refrigeração por absorção é definido por

$$\text{COP}_{\text{absorção}} = \frac{\text{Saída desejada}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}} + W_{\text{bomba, ent}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ger}}}$$

O COP máximo que um sistema de refrigeração por absorção pode ter é determinado por meio de condições totalmente reversíveis, o que resulta em

$$\text{COP}_{\text{rev, absorção}} = \eta_{\text{t, rev}}\ \text{COP}_{\text{R, rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

onde T_0, T_L e T_s são as temperaturas termodinâmicas do ambiente, do espaço refrigerado e da fonte de calor, respectivamente.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. *ASHRAE, Handbook of Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1985.
2. *Heat Pump Systems—A Technology Review*. OECD Report, Paris, 1982.
3. B. Nagengast. "A Historical Look at CFC Refrigerants." *ASHRAE Journal* 30, n. 11 (November 1988), pp. 37-39.
4. W. F. Stoecker. "Growing Opportunities for Ammonia Refrigeration." *Proceedings of the Meeting of the International Institute of Ammonia Refrigeration*, Austin, Texas, 1989.
5. W. F. Stoecker and J. W. Jones. *Refrigeration and Air Conditioning*. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 1982.

PROBLEMAS*

O ciclo reverso de Carnot

11–1C Por que estudamos o ciclo de Carnot reverso mesmo sabendo que ele não é um modelo realista para ciclos de refrigeração?

11–2C Por que o ciclo reverso de Carnot executado dentro do domo de saturação não é um modelo realista dos ciclos de refrigeração?

11–3 Um ciclo de refrigeração de Carnot operando em regime permanente utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. O refrigerante muda de vapor saturado para líquido saturado a 40 °C no condensador enquanto rejeita calor. A pressão do evaporador é de 100 kPa. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação e determine (*a*) o coeficiente de performance, (*b*) a quantidade de calor absorvido do espaço refrigerado e (*c*) a entrada de trabalho líquido.
Respostas: (*a*) 3,72; (*b*) 128 kJ/kg; (*c*) 34,6 kJ/kg

11–4E Refrigerante-134a entra no condensador de um refrigerador de Carnot com escoamento em regime permanente como vapor saturado a 90 psia, saindo com um título de 0,05. A absorção de calor do espaço refrigerado ocorre a uma pressão de 30 psia. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação e determine (*a*) o coeficiente de performance, (*b*) o título no início do processo de absorção de calor e (*c*) a entrada de trabalho líquido.

Ciclos de refrigeração reais por compressão de vapor

11–5C O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor envolve irreversibilidades?

11–6C Por que a válvula de expansão não é substituída por uma turbina isentrópica em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor?

11–7C É proposto o uso da água em vez do refrigerante-134a como fluido de trabalho nas aplicações de condicionamento de ar, nas quais a temperatura mínima nunca cai abaixo do ponto de congelamento. Você concorda com essa proposta? Explique.

11–8C Em um sistema de refrigeração, o calor deve ser rejeitado para um meio de resfriamento a 15 °C; nesse caso, você recomendaria a condensação do refrigerante-134a a uma pressão de 0,7 ou 1,0 MPa? Por quê?

11–9C A área incluída pelo ciclo de um diagrama *T-s* representa a entrada de trabalho líquido do ciclo reverso de Carnot? E quanto ao ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor?

11–10C Considere dois ciclos de refrigeração por compressão de vapor. O refrigerante entra na válvula de expansão como líquido saturado a 30 °C em um ciclo e como líquido sub-resfriado a 30 °C no outro. A pressão do evaporador de ambos os ciclos é igual. Qual ciclo você acha que terá um COP mais alto?

11–11C O COP dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor melhora quando o refrigerante é sub-resfriado antes de entrar na válvula de expansão. O refrigerante pode ser sub-resfriado indefinidamente para maximizar esse efeito, ou existe um limite inferior? Explique.

11–12E Um refrigerador opera segundo o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor e usa refrigerante-134a como fluido de trabalho. O condensador opera a 300 psia, e o evaporador, a 20 °F. Considerando que um dispositivo de expansão reversível adiabático disponível é utilizado para expandir o líquido que sai do condensador, quanto o COP melhoraria utilizando esse dispositivo, em vez do dispositivo de estrangulamento? *Resposta:* 16,5%

11–13 Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor que utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho mantém um condensador a 1.000 kPa e o evaporador a 4 °C. Determine o COP

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

desse sistema e a potência necessária para atender uma carga de resfriamento de 400 kW. *Respostas:* 6,46; 61,9 kW

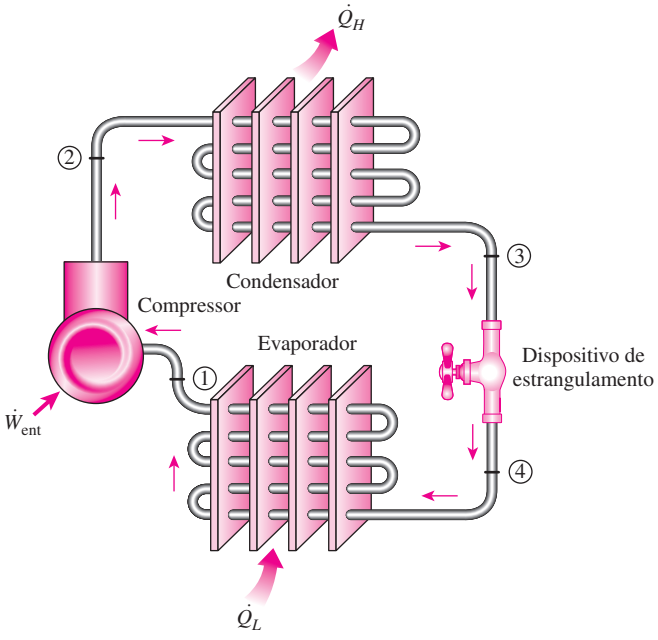


FIGURA P11–13

11–14 Um refrigerador usa refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor entre 0,12 MPa e 0,7 MPa. A vazão mássica do refrigerante é 0,05 kg/s. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação. Determine (*a*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor, (*b*) a taxa de rejeição de calor para o ambiente e (*c*) o coeficiente de performance. *Respostas:* (*a*) 7,41 kW; 1,83 kW; (*b*) 9,23 kW; (*c*) 4,06

11–15 Repita o Prob. 11–14, considerando uma pressão de condensador igual a 0,9 MPa.

11–16 Considerando que a válvula de expansão do Prob. 11–14 é substituída por uma turbina isentrópica, determine o aumento percentual no COP e na taxa de remoção de calor do espaço refrigerado. *Respostas:* 4,2%; 4,2%

11–17 O refrigerante-134a entra no compressor de um refrigerador como vapor superaquecido a 0,2 MPa e −5 °C a uma taxa de 0,07 kg/s, saindo a 1,2 MPa e 70 °C. O refrigerante é resfriado no condensador a 44 °C e 1,15 MPa e estrangulado até 0,21 MPa. Desprezando a transferência de calor e as quedas de pressão nas linhas de conexão entre os componentes, mostre o ciclo em um diagrama *T*-s com as linhas de saturação e determine (*a*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e a entrada de potência no compressor (*b*) a eficiência isentrópica do compressor e (*c*) o COP do refrigerador. *Respostas:* (*a*) 9,42 kW; 3,63 kW; (*b*) 74,1%; (*c*) 2,60

11–18E Um refrigerador utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera segundo o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. O refrigerante evapora a 5 °F e condensa a 180 psia. Essa unidade atende uma carga de resfriamento de 45.000 Btu/h. Determine a vazão mássica do refrigerante e a potência que essa unidade irá exigir.

11–19E Usando o EES (ou outro programa), repita o Prob. 11–18E, substituindo o refrigerante-134a pela amônia.

11–20 Um refrigerador comercial com refrigerante-134a como fluido de trabalho é usado para manter o espaço refrigerado a −30 °C, rejeitando o calor dissipado para a água de resfriamento que entra no condensador a 18 °C a uma taxa de 0,25 kg/s, saindo a 26 °C. O refrigerante entra no condensador a 1,2 MPa e 65 °C, saindo a 42 °C. O estado de entrada do compressor é 60 kPa e −34 °C, e o compressor deve ganhar um calor líquido de 450 W da vizinhança. Determine (*a*) o título do refrigerante na entrada do evaporador, (*b*) a carga de refrigeração, (*c*) o COP do refrigerador e (*d*) a carga máxima teórica de refrigeração para a mesma entrada de potência no compressor.

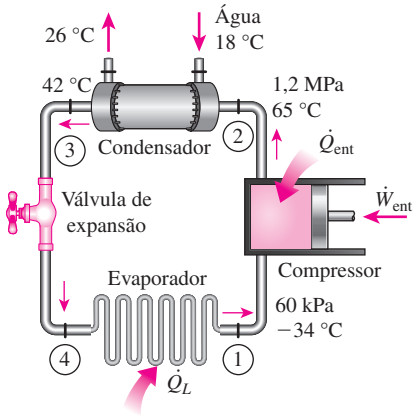


FIGURA P11–20

11–21 O refrigerante-134a entra no compressor de um refrigerador a 100 kPa e −20 °C a uma taxa de 0,5 m³/min, saindo a 0,8 MPa. A eficiência isentrópica do compressor é 78%. O refrigerante entra na válvula de expansão a 0,75 MPa e 26 °C, saindo do evaporador como vapor saturado a −26 °C. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação e determine (*a*) a entrada de potência no compressor, (*b*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e (*c*) a queda de pressão e taxa de ganho de calor na linha entre o evaporador e o compressor.
Respostas: (*a*) 2,40 kW; (*b*) 6,17 kW; (*c*) 1,73 kPa; 0,203 kW

11–22 Reconsidere o Prob. 11–21. Usando o EES (ou outro programa), investigue os efeitos da variação da eficiência isentrópica do compressor, considerando um intervalo de

60 a 100%, e da variação de 0,1 m³/min até 1,0 m³/min da vazão volumétrica na entrada do compressor na entrada de potência e na taxa de refrigeração. Trace um diagrama considerando a taxa de refrigeração e a entrada de potência no compressor como funções da eficiência do compressor para as vazões volumétricas na entrada do compressor, correspondentes a 0,1 m³/min, 0,5 m³/min e 1,0 m³/min e discuta os resultados.

11–23 Um refrigerador utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. O refrigerante entra no evaporador a 120 kPa com um título de 30% e sai do compressor a 60 °C. Considerando que o compressor consome 450 W de potência, determine (*a*) a vazão mássica do refrigerante, (*b*) a pressão do condensador e (*c*) o COP do refrigerador.

Respostas: (*a*) 0,00727 kg/s; (*b*) 672 kPa; (*c*) 2,43

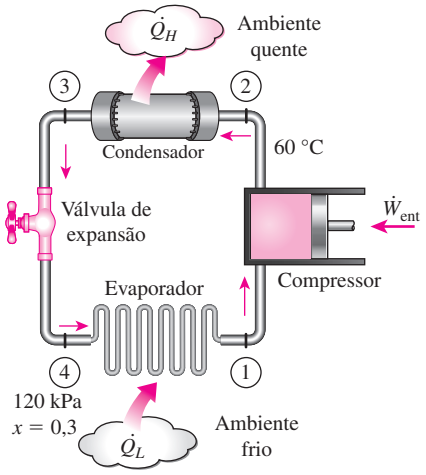


FIGURA P11–23

11–24 O fabricante de um condicionador de ar estabelece uma razão de eficiência energética sazonal (REES) de 16 (Btu/h)/W para uma de suas unidades. Essa unidade opera segundo o ciclo normal de refrigeração por compressão de vapor e utiliza refrigerante-22 como fluido de trabalho. Essa REES é própria das condições de operação em que a temperatura de saturação do evaporador está a −5 °C e a temperatura de saturação do condensador está a 45 °C. Dados selecionados para o refrigerante-22 são fornecidos na tabela seguinte.

T, °C	P_{sat}, kPa	h_l, kJ/kg	h_v, kJ/kg	s_v, kJ/kg·K
−5	421,2	38,76	248,1	0,9344
45	1.728	101	261,9	0,8682

(*a*) Faça um esboço desse condicionador de ar e do seu diagrama *T*-*s*.

(*b*) Determine o calor absorvido pelo refrigerante no evaporador por unidade de massa do refrigerante-22, em kJ/kg.

(*c*) Determine o trabalho fornecido ao compressor e o calor rejeitado no condensador por unidade de massa do refrigerante-22, em kJ/kg.

11–25 Um refrigerador real opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, utilizando refrigerante-22 como fluido de trabalho. O refrigerante evapora a −15 °C e condensa-se a 40 °C. A eficiência isentrópica do compressor é de 83%. O refrigerante é superaquecido em 5 °C na entrada do compressor e sub-resfriado em 5 °C na saída do condensador. Determine (*a*) o calor removido do espaço refrigerado e o trabalho fornecido, em kJ/kg, bem como o COP do ciclo. Defina (*b*) os mesmos parâmetros, considerando que o ciclo é operado segundo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal entre as mesmas temperaturas de evaporação e condensação. As propriedades do refrigerante-22, considerando a operação real, são: h_1 = 402,49 kJ/kg, h_2 = 454,00 kJ/kg, h_3 = 243,19 kJ/kg. As propriedades do refrigerante-22, considerando a operação ideal, são: h_1 = 399,04 kJ/kg, h_2 = 440,71 kJ/kg, h_3 = 249,80 kJ/kg

Nota: estado 1: entrada do compressor; estado 2: saída do compressor; estado 3: saída do condensador; estado 4: entrada do evaporador.

11–26 Um refrigerador utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor. As pressões do evaporador e do condensador são 200 kPa e 1.400 kPa, respectivamente. A eficiência isentrópica do compressor é de 88%. O refrigerante entra no compressor a uma taxa de 0,025 kg/s superaquecido em 10,1 °C e sai do condensador sub-resfriado a 4,4 °C. Determine (*a*) a taxa de resfriamento fornecida através do evaporador, a potência fornecida e o COP. Determine (*b*) os mesmos parâmetros, considerando que o ciclo é operado no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal entre os mesmos limites de pressão.

Análise de segunda lei para ciclos de refrigeração por compressão de vapor

11–27C De que modo a eficiência exergética de um refrigerador operando no ciclo de refrigeração por compressão de vapor é definido? Forneça duas definições alternativas e explique cada termo.

11–28C De que modo a eficiência exergética de uma bomba de calor funcionando no ciclo de refrigeração por compressão de vapor pode ser definida? Forneça duas definições alternativas e mostre que uma pode ser obtida da outra.

11–29C Considere um compressor isentrópico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Qual é a eficiência isentrópica e a eficiência exergética desse compressor? Justifique suas respostas. A eficiência exergética de um compressor é necessariamente igual à sua eficiência isentrópica? Explique.

11–30 Um espaço é mantido a −23 °C por um sistema de refrigeração por compressão de vapor em um ambiente a 25 °C. O espaço ganha calor continuamente a uma taxa de 3.500 kJ/h, e a taxa da rejeição de calor no condensador é de 600 kJ/h. Determine a potência fornecida, em kW, o COP do ciclo e a eficiência de segunda lei do sistema.

11–31 Bananas devem ser resfriadas de 28 °C até 12 °C a uma taxa de 1.140 kg/h em um refrigerador que opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A potência fornecida ao refrigerador é de 8,6 kW. Determine (*a*) a taxa de calor absorvido

das bananas, em kJ/h, e o COP; (*b*) a potência mínima entregue para o refrigerador, e (*c*) a eficiência de segunda lei e a destruição de exergia para o ciclo. O calor específico das bananas acima do congelamento é 3,35 kJ/kg·°C.
Respostas: (*a*) 61.100 kJ/h; 1,97; (*b*) 0,463 kW; (*c*) 5,4%; 8,14 kW

11–32 Um sistema de refrigeração por compressão de vapor absorve calor de um espaço a 0 °C a uma taxa de 24.000 Btu/h e rejeita calor para a água no condensador. A água sofre um aumento de temperatura de 12 °C no condensador. O COP do sistema é estimado em 2,05. Determine (*a*) a potência fornecida ao sistema, em kW, (*b*) a vazão mássica de água através do condensador e (*c*) a eficiência de segunda lei e a destruição da exergia para o refrigerador. Considere $T_0 = 20$ °C e $c_{p,\,\text{água}} = 4{,}18$ kJ/kg·°C.

11–33E Um refrigerador operando no ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando refrigerante-134a como fluido refrigerante é considerado. A temperatura do espaço refrigerado e o ar ambiente estão a 10° F e 80 °F, respectivamente. O refrigerante-134a entra no compressor a 20 psia como vapor saturado e sai a 140 psia e 160 °F. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado. A taxa de resfriamento fornecido pelo sistema é 45.000 Btu/h. Determine (*a*) a vazão mássica de refrigerante-134a e o COP; (*b*) a destruição de exergia em cada um dos componentes do ciclo, bem como a eficiência exergética do compressor, e (*c*) a eficiência de segunda lei do ciclo e a destruição total de exergia no ciclo.

11–34 Um ambiente é mantido a −12 °C por um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o R-134a como refrigerante. Calor é rejeitado para a água de resfriamento que entra no condensador a 20 °C a uma taxa de 0,15 kg/s e sai a 28 °C. O refrigerante entra no condensador a 1,2 MPa e 50 °C e sai como líquido saturado. Considerando que o compressor consome 2,2 kW de potência, determine (*a*) a carga de refrigeração, em Btu/h, e o COP; (*b*) a eficiência de segunda lei do refrigerador e a destruição total de exergia no ciclo; e (*c*) a destruição de exergia no condensador. Considere $T_0 = 20$ °C e $c_{p,\,\text{água}} = 4{,}18$ kJ/kg·°C. *Respostas:* (*a*) 9.610 Btu/h; 1,28; (*b*) 15,7%; 1,85 kW; (*c*) 0,349 kW

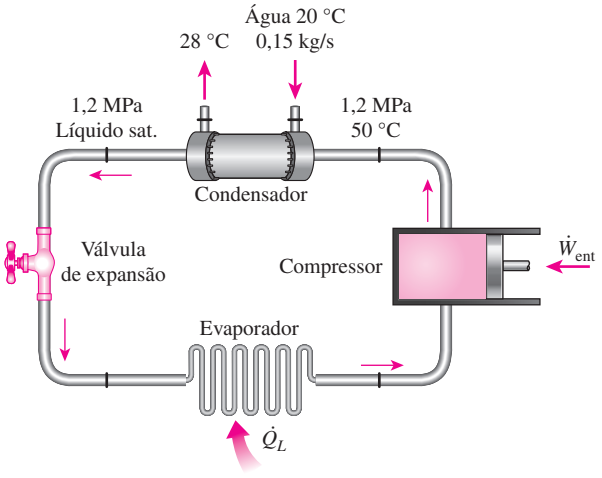


FIGURA P11–34

11–35 Um refrigerador opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal que utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. O refrigerante evapora a −10 °C e condensa-se a 57,9 °C, além de absorver calor de um espaço a 5 °C e rejeitá-lo para o ar ambiente a 25 °C. Determine (*a*) a carga de resfriamento, em kJ/kg, e o COP; (*b*) a destruição de exergia em cada um dos componentes do ciclo e a destruição total da exergia no ciclo, e (*c*) a eficiência de segunda lei do compressor, do evaporador e do ciclo.

11–36 Um sistema de refrigeração opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal utilizando amônia como refrigerante. As pressões do evaporador e do condensador são de 200 kPa e 2.000 kPa, respectivamente. As temperaturas dos meios a baixa e a alta temperatura são −9 °C e 27 °C, respectivamente. Considerando que a taxa de calor rejeitado no condensador é 18,0 kW, determine (*a*) a vazão volumétrica de amônia na entrada do compressor, em L/s; (*b*) a potência fornecida, e o COP; e (*c*) a eficiência de segunda lei do ciclo e a destruição total da exergia no ciclo. As propriedades da amônia nos diferentes estados são as seguintes: $h_1 = 1.439{,}3$ kJ/kg, $s_1 = 5{,}8865$ kJ/kg·K, $v_1 = 0{,}5946$ m³/kg, $h_2 = 1.798{,}3$ kJ/kg, $h_3 = 437{,}4$ kJ/kg, $s_3 = 1{,}7892$ kJ/kg·K, $s_4 = 1{,}9469$ kJ/kg·K. *Nota:* estado 1: entrada do compressor; estado 2: saída do compressor; estado 3: saída do condensador; estado 4: entrada do evaporador.

11–37 Usando o EES (ou outro programa), repita o problema anterior considerando que a amônia, o refrigerante-134a e o refrigerante-22 são utilizados como refrigerante. Além disso, para o caso da amônia, investigue os efeitos das pressões no evaporador e no condensador sobre o COP, a eficiência de segunda lei e a destruição total da exergia. Considere que a pressão do evaporador varia entre 100 e 400 kPa, e a pressão do condensador, entre 1.000 kPa e 2.000 kPa.

Seleção do refrigerante correto

11–38C Ao selecionar um refrigerante para determinada aplicação, quais qualidades ele deveria ter?

11–39C Considere um sistema de refrigeração que utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. Para que esse refrigerador opere em um ambiente a 30 °C, qual deve ser a pressão mínima de compressão do refrigerante? Por quê?

11–40C Um refrigerador a refrigerante-134a deve manter o espaço refrigerado a −10 °C. Você recomendaria uma pressão para o evaporador de 0,12 MPa ou 0,14 MPa nesse sistema? Por quê?

11–41 Um refrigerador que opera no ciclo ideal por compressão de vapor com o refrigerante-134a deve manter o espaço refrigerado a −10 °C e rejeitar o calor para o ambiente a 25 °C. Selecione pressões razoáveis para o evaporador e o condensador e explique por que selecionou esses valores.

11–42 Uma bomba de calor que opera no ciclo ideal por compressão de vapor com o refrigerante-134a é usada para aquecer uma casa e mantê-la a 26 °C, usando água subterrânea a 14 °C como a fonte de calor. Selecione pressões razoáveis para o evaporador e o condensador, e explique por que você selecionou esses valores.

Sistemas de bombas de calor

11–43C Você acha que um sistema de bomba de calor será mais eficiente com relação ao custo em Nova York ou em Miami? Por quê?

11–44C O que é uma bomba de calor com água como fonte de calor? Compare o COP do sistema de bomba de calor com água como fonte de calor ao COP de um sistema com ar como fonte de calor.

11–45E Uma bomba de calor utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. A pressão no condensador é 100 psia, enquanto a temperatura no evaporador é 40 °F. Qual é o COP dessa bomba de calor?

11–46 Uma bomba de calor opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal e usa refrigerante-134a como fluido de trabalho. O condensador opera a 1.000 kPa, e o evaporador, a 200 kPa. Determine o COP desse sistema e a taxa de calor fornecido para o evaporador, considerando que o compressor consome 6 kW.

11–47 Uma bomba de calor opera no ciclo por compressão de vapor ideal utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho. Essa bomba de calor é utilizada para manter um espaço a 25 °C mediante a absorção de calor a uma taxa de 2,7 kW de água geotérmica que flui através do evaporador. O evaporador opera a 20 °C, e o condensador opera a 1.400 kPa. O compressor recebe trabalho igual a 20 kJ por quilograma de refrigerante que escoa para ele.

(*a*) Faça um esboço dessa bomba de calor e do seu diagrama *T*-*s*.

(*b*) Determine a taxa da transferência de calor para o espaço aquecido a 25 °C.

(*c*) Determine o COP da bomba de calor.

Dados do refrigerante-134a: $T = 20$ °C: $h_l = 79{,}3$ kJ/kg, $h_v = 261{,}6$ kJ/kg; $P = 1.400$ kPa: $h_l = 127{,}2$ kJ/kg, $h_v = 276{,}2$ kJ/kg

11–48 Um edifício requer uma bomba de calor de duas toneladas para manter o espaço interior a 27 °C, sob uma temperatura exterior de 5 °C. A bomba de calor opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor normal e utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. As condições de funcionamento da bomba de calor exigem uma pressão do evaporador de 240 kPa e uma pressão do condensador de 1.600 kPa; o compressor tem uma eficiência isentrópica de 85%. Os dados selecionados para o refrigerante-134a são fornecidos na tabela seguinte.

P, kPa	T_{sat}, °C	h_l, kJ/kg	h_v, kJ/kg	s_v, kJ/kg·K
240	−5,37	43	244	0,9222
1.600	57,92	134	275	0,8982

Para o refrigerante-134a a $P = 1.600$ kPa e $s = 0{,}9222$ kJ/kg·K, $h = 285$ kJ/kg. Além disso, uma tonelada = 211 kJ/min.

(*a*) Faça um esboço dessa bomba de calor e do seu diagrama *T*-*s*.

(*b*) Determine a potência necessária para acionar a bomba de calor, em kW, e o COP. *Respostas:* (*b*) 2,14 kW; 3,29

11–49 Uma bomba de calor que utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho é usada para manter um espaço a 25 °C, absorvendo o calor da água geotérmica que entra no evaporador a 50 °C e a uma taxa de 0,065 kg/s, saindo a 40 °C. O refrigerante entra no evaporador a 20 °C com título de 23% e sai à pressão de entrada como vapor saturado. Além disso, o refrigerante perde 300 W de calor para a vizinhança à medida que escoa através do compressor, saindo dele a 1,4 MPa à mesma entropia da entrada. Determine (*a*) os graus de sub-resfriamento do refrigerante no condensador; (*b*) a vazão mássica do refrigerante; (*c*) a carga de aquecimento e o COP da bomba de calor; (*d*) a entrada de potência mínima teórica no compressor para a mesma carga de aquecimento.

Respostas: (*a*) 3,8 °C; (*b*) 0,0194 kg/s; (*c*) 3,07 kW; 4,68; (*d*) 0,238 kW

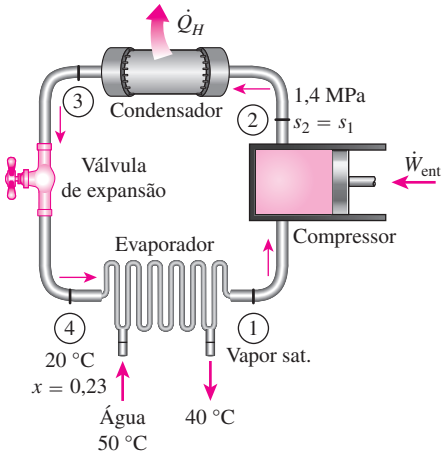


FIGURA P11–49

11–50 Refrigerante-134a entra no condensador de uma bomba de calor residencial a 800 kPa e 55 °C a uma taxa de 0,018 kg/s, saindo a 750 kPa sub-resfriado em 3 °C. O refrigerante entra no compressor a 200 kPa superaquecido em 4 °C. Determine (*a*) a eficiência isentrópica do compressor, (*b*) a taxa de calor fornecida ao ambiente aquecido e (*c*) o COP da bomba de calor. Determine também (*d*) o COP e a taxa de calor fornecido para o ambiente aquecido, considerando que essa bomba de calor é operada no ciclo por compressão de vapor ideal entre os limites de pressão de 200 kPa e 800 kPa.

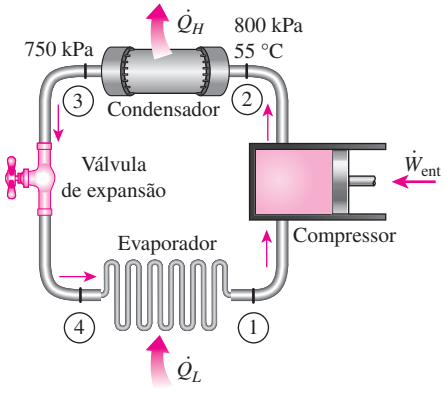


FIGURA P11–50

Sistemas de refrigeração inovadores

11–51C O que é a refrigeração em cascata? Quais são as vantagens e desvantagens da refrigeração em cascata?

11–52C Compare o COP de um sistema de refrigeração em cascata ao COP de um ciclo simples por compressão de vapor que opera entre os mesmos limites de pressão.

11–53C Determinada aplicação exige a manutenção do espaço refrigerado a −32 °C. Você recomendaria um ciclo de refrigeração simples com o refrigerante-134a ou um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios com um refrigerante diferente no ciclo inferior? Por quê?

11–54C Considere um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios e um ciclo de refrigeração por compressão de dois estágios com um separador de líquido. Ambos os ciclos operam entre os mesmos limites de pressão e usam o mesmo refrigerante. Qual sistema você escolheria? Por quê?

11–55C Um sistema de refrigeração por compressão de vapor com um único compressor pode processar vários evaporadores que operam a diferentes pressões? Como?

11–56C No processo de liquefação, por que os gases são comprimidos a pressões muito altas?

11–57 Um sistema de refrigeração por compressão de dois estágios opera com o refrigerante-134a entre os limites de pressão 1,4 MPa e 0,10 MPa. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado e é estrangulado até um separador de líquido que opera a 0,4 MPa. O refrigerante que sai do compressor de baixa pressão a 0,4 MPa também é direcionado para o separador de líquido. O vapor do separador de líquido é comprimido até a pressão do condensador pelo compressor de alta pressão, e o líquido é estrangulado até a pressão do evaporador. Considerando que o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e que ambos os compressores são isentrópicos, determine (*a*) a fração do refrigerante que evapora à medida que ele é estrangulado até o separador de líquido, (*b*) a taxa de calor removida do espaço refrigerado, considerando uma vazão mássica de 0,25 kg/s através do condensador e (*c*) o coeficiente de performance.

11–58 Repita o Prob. 11–57, considerando uma pressão do separador de líquido igual a 0,6 MPa.

11–59 Reconsidere o Prob. 11–57. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito dos diversos refrigerantes para eficiências de compressor de 80%, 90% e 100%. Compare a performance do sistema de refrigeração, considerando os diferentes refrigerantes.

11–60 Considere um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios operando entre os limites de pressão de 1,2 MPa e 200 kPa com o refrigerante-134a como fluido de trabalho. A rejeição de calor do ciclo inferior para o ciclo superior ocorre em um trocador de calor contracorrente e adiabático no qual a pressão dos ciclos superior e inferior correspondem a 0,4 MPa e 0,5 MPa, respectivamente. Em ambos os ciclos, o refrigerante é líquido saturado, na saída do condensador, e vapor saturado, na entrada do compressor, cuja eficiência isentrópica é de 80%. Considerando que a vazão mássica do refrigerante através do ciclo inferior é de 0,15 kg/s, determine (*a*) a vazão mássica do refrigerante através do ciclo superior, (*b*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e (*c*) o COP desse refrigerador.

Respostas: (*a*) 0,212 kg/s; (*b*) 25,7 kW; (*c*) 2,68

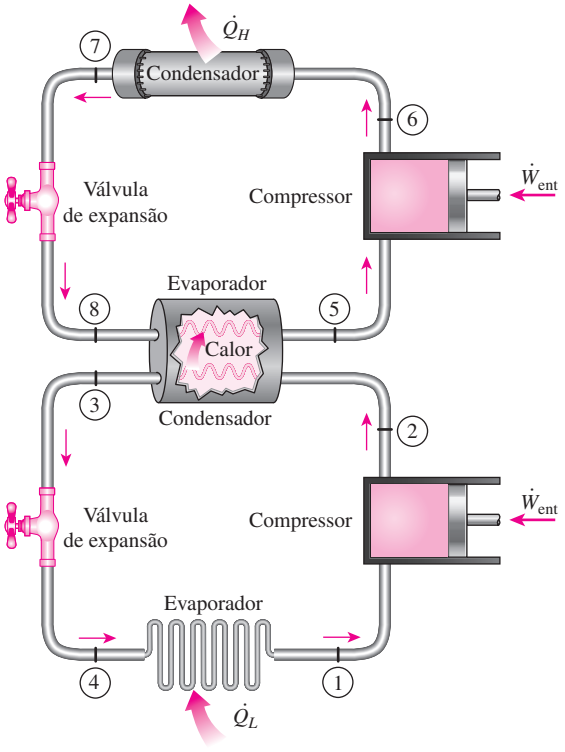


FIGURA P11–60

11–61 Um sistema de refrigeração por compressão de dois evaporadores, como o mostrado na Fig. P11-61, utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. O sistema opera a 0 °C no evaporador 1, a −26,4 °C no evaporador 2, e a 800 kPa no condensador. O refrigerante circula pelo compressor a uma taxa de 0,1 kg/s, e o evaporador a baixa temperatura atende uma carga de resfriamento de 8 kW. Determine a taxa de resfriamento do evaporador a alta temperatura, a potência requerida pelo compressor e o COP do sistema. O refrigerante está como líquido saturado na saída do condensador, e como vapor saturado na saída de cada evaporador; o compressor é isentrópico.

Respostas: 6,58 kW; 4,50 kW; 3,24

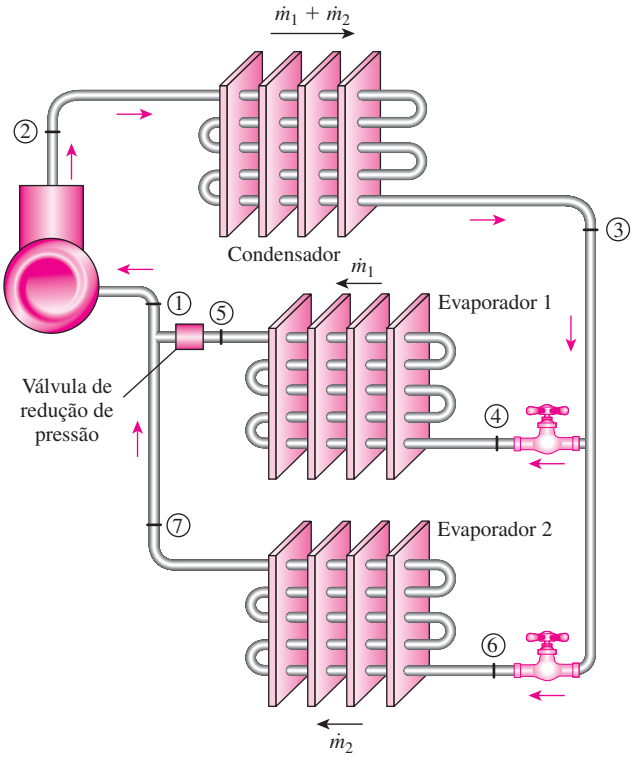


FIGURA P11–61

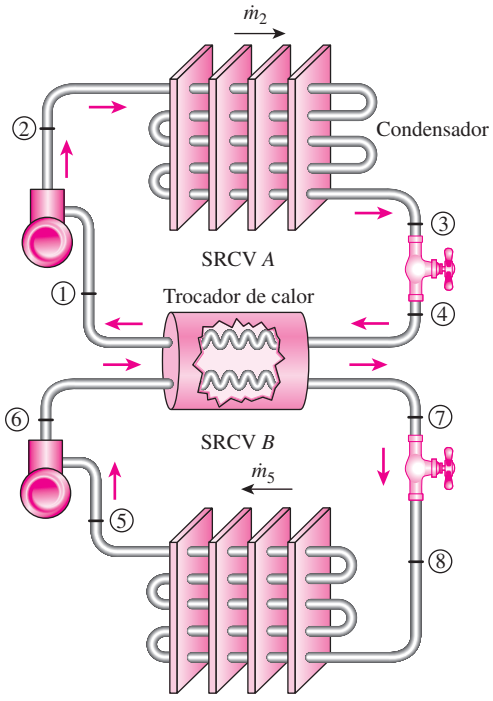


FIGURA P11–64

11–62E Um sistema de refrigeração por compressão de dois evaporadores (como aquele mostrado na Fig. P11–61) utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. O sistema opera a 30 psia no evaporador 1, a 10 psia no evaporador 2 e a 180 psia no condensador. A carga de resfriamento é de 9.000 Btu/h para o evaporador 1 e de 24.000 Btu/h para o evaporador 2. Determine a potência necessária para operar o compressor e o COP desse sistema. O refrigerante está como líquido saturado na saída do condensador e vapor saturado na saída de cada evaporador, e o compressor é isentrópico.

11–63E Repita o Prob. 11–62E, nesse caso considerando que o evaporador a 30 psia é substituído por um evaporador a 60 psia para atender a uma carga de refrigeração de 30.000 Btu/h.

11–64 Um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios deve proporcionar resfriamento a −40 °C enquanto opera no condensador a alta temperatura, que está a 1,6 MPa. Cada estágio opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal. A parte superior do sistema de refrigeração por compressão de vapor (SRCV) utiliza água como fluido de trabalho e opera seu evaporador a 5 °C. O ciclo inferior utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho e opera seu condensador a 400 kPa. Esse sistema produz um efeito de resfriamento de 20 kJ/s. Determine a vazão mássica de refrigerante-134a e de água nos seus respectivos ciclos, bem como o COP geral desse sistema em cascata.

11–65 Faça uma análise de segunda lei do sistema em cascata do Prob. 11–64, considerando que o reservatório a baixa temperatura está a −30 °C e o reservatório a alta temperatura, a 30 °C. Onde ocorre a maior destruição da exergia?

11–66 Considere um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios com uma câmara de *flash* (separador de líquido), como mostrado na figura; ele utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. A temperatura do evaporador é de −10 °C, e a pressão do condensador é de 1.600 kPa. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado e é estrangulado até um separador de líquido que opera a 0,45 MPa. Parte do refrigerante evapora durante esse processo de separação, e o vapor resultante é misturado ao refrigerante que sai do compressor de baixa pressão. A mistura é então comprimida até a pressão do condensador pelo compressor de alta pressão. O líquido do separador de líquido é estrangulado até a pressão do evaporador e resfria o espaço refrigerado à medida que é vaporizado no evaporador. A vazão mássica do refrigerante através do compressor de baixa pressão é de 0,11 kg/s. Considerando que o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e uma eficiência isentrópica de 86% para ambos os compressores, determine (*a*) a vazão mássica do refrigerante através do compressor de alta pressão, (*b*) a taxa da refrigeração fornecida pelo sistema e (*c*) o COP desse refrigerador. Determine também (*d*) a taxa da refrigeração e o COP, considerando agora que esse refrigerador é operado em um ciclo por compressão de vapor de estágio único entre a mesma temperatura de evaporação e pressão do condensador com a mesma eficiência do compressor e o mesmo fluxo calculado no item (*a*).

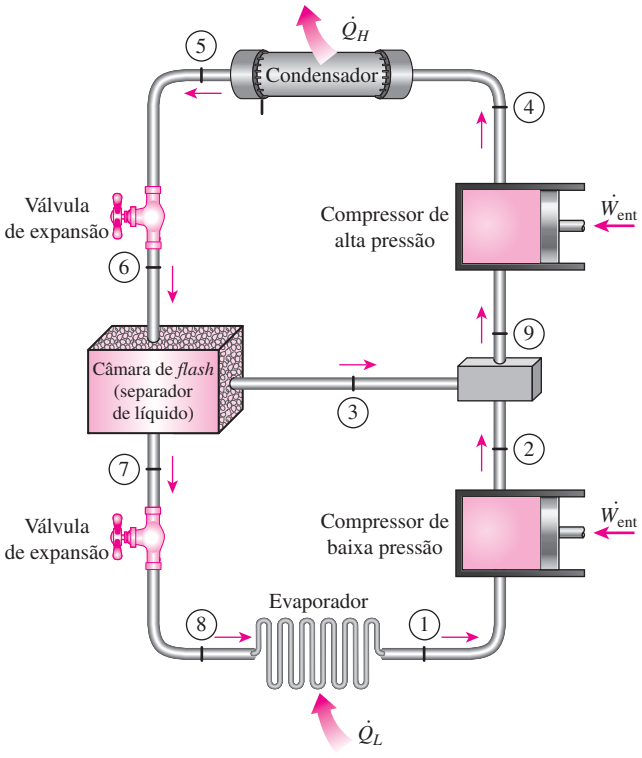


FIGURA P11–66

Ciclo de refrigeração a gás

11–67C Qual é a diferença entre o ciclo ideal de refrigeração a gás e o ciclo Brayton?

11–68C Qual é a diferença entre o ciclo ideal de refrigeração a gás e o ciclo de refrigeração de Carnot?

11–69C Crie um ciclo de refrigeração que funciona baseado no ciclo reverso Stirling. Determine também o COP desse ciclo.

11–70C Como o ciclo ideal de refrigeração a gás é modificado para o resfriamento de aviões?

11–71C Nos ciclos de refrigeração a gás, podemos substituir a turbina por uma válvula de expansão, como fizemos nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor? Por quê?

11–72C Como atingimos temperaturas muito baixas com ciclos de refrigeração a gás?

11–73 O ar entra no compressor de um ciclo ideal de refrigeração a gás a 7 °C e 35 kPa, e na turbina, a 37 °C e 160 kPa. A vazão mássica do ar através do ciclo é de 0,2 kg/s. Considerando calores específicos variáveis para o ar, determine (*a*) a taxa de refrigeração, (*b*) a entrada de potência líquida e (*c*) o coeficiente de performance.
Respostas: (*a*) 15,9 kW; (*b*) 8,64 kW; (*c*) 1,84

11–74 Repita o Prob. 11–73, considerando uma eficiência isentrópica do compressor de 80% e uma eficiência isentrópica da turbina de 85%.

11–75 Reconsidere o Prob. 11–74. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos das eficiências isentrópicas do compressor e da turbina na taxa de refrigeração, à medida que elas variam de 70 a 100%, a entrada líquida de potência e o COP. Trace o diagrama *T-s* do ciclo para o caso isentrópico.

11–76 Um ciclo de refrigeração a gás com uma razão de pressão 3 utiliza o hélio como fluido de trabalho. A temperatura do hélio é de −10 °C na entrada do compressor e 50 °C na entrada da turbina. Considerando uma eficiência adiabática de 80% para a turbina e o compressor, determine (*a*) a temperatura mínima do ciclo, (*b*) o coeficiente de performance e (*c*) a vazão mássica do hélio para uma taxa de refrigeração de 18 kW.

11–77E Um ciclo ideal de refrigeração a gás utiliza ar como fluido de trabalho. O ar está a 5 psia e −10 °F quando entra no compressor com uma razão de compressão igual a 4. A temperatura na entrada da turbina é de 100 °F. Determine o COP desse ciclo. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

11–78E Refaça o Prob. 11–77E, nesse caso considerando a eficiência isentrópica do compressor igual a 87%, a eficiência isentrópica turbina igual a 94% e a queda de pressão através de cada trocador de calor correspondente a 1 psia. *Resposta:* 0,364

11–79 Uma carga de resfriamento de 36 kJ/kg a 0 °C deve ser atendida por um ciclo ideal de refrigeração a gás que utiliza ar como fluido de trabalho. Calor proveniente desse ciclo é rejeitado para a vizinhança a 25 °C. Na entrada do compressor, o ar está a 85 kPa e −13 °C. Determine a razão de pressão mínima para que esse sistema funcione corretamente. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

11–80 Um sistema de refrigeração a gás que usa o ar como fluido de trabalho tem uma razão de pressão igual a 5. O ar entra no compressor a 0 °C, enquanto o ar a alta pressão é resfriado até 35 °C pela rejeição do calor para a vizinhança. O refrigerante sai da turbina a −80 °C e, em seguida, absorve calor do espaço refrigerado antes de entrar no regenerador. A vazão mássica do ar é 0,4 kg/s. Considerando eficiências isentrópicas de 80% para o compressor e de 85% para a turbina, e utilizando calores específicos à temperatura ambiente, determine (*a*) a eficácia do regenerador, (*b*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e (*c*) o COP do ciclo. Determine também (*d*) a carga de refrigeração e o COP, considerando agora que o sistema opera no ciclo de refrigeração a gás simples. Considere a mesma temperatura de entrada no compressor, a mesma temperatura de entrada na turbina e as mesmas eficiências do compressor e da turbina.
Respostas: (*a*) 0,434; (*b*) 21,4 kW; (*c*) 0,478; (*d*) 24,7 kW; 0,599

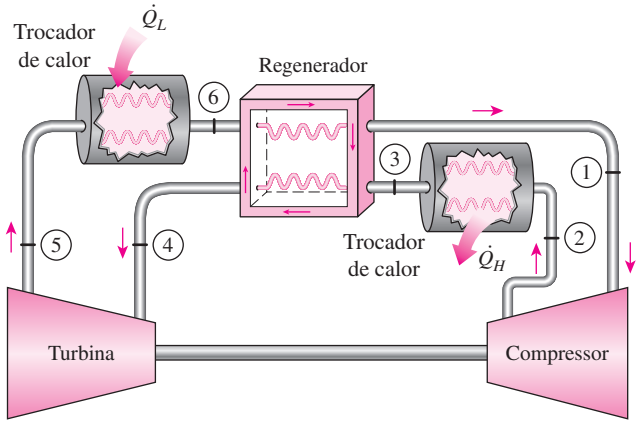


FIGURA P11–80

11–81 Um sistema de refrigeração a gás ideal com dois estágios de compressão com resfriamento intermediário, como mostra a Fig. P11–81, opera com ar entrando no primeiro compressor a 90 kPa e −18 °C. Cada estágio de compressão tem uma razão de pressão igual a 4, e os dois resfriadores intermediários podem refrigerar o ar até 10 °C. Calcule o coeficiente de performance desse sistema e a taxa na qual o ar deve ser circulado por esse sistema para atender uma carga de resfriamento de 75.000 kJ/h. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.
Respostas: 1,19; 0,163 kg/s

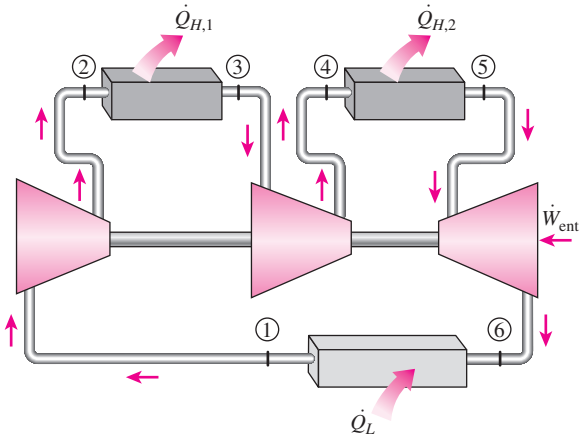


FIGURA P11–81

11–82 Como variarão as respostas do Prob. 11–81 caso a eficiência isentrópica de cada compressor seja igual a 85% e a eficiência isentrópica da turbina seja de 95%?

11–83 Um ciclo regenerativo de refrigeração a gás que utiliza argônio como fluido de trabalho é utilizado para manter um espaço a −45 °C enquanto rejeita calor para o ar ambiente a 0 °C. Argônio entra no compressor a −30 °C a um fluxo de 0,08 kg/s. O ciclo tem um razão de pressão igual a 5. A temperatura do argônio diminui de 15 °C até −38 °C no regenerador. As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina são de 82%. Determine (*a*) a carga de refrigeração e o COP, (*b*) o consumo mínimo de potência, a eficiência de segunda lei do ciclo e a destruição total da exergia do ciclo. As propriedades do argônio são c_p = 0,5203 kJ/kg·K e k = 1,667.

Sistemas de refrigeração por absorção

11–84C A água pode ser usada como refrigerante em aplicações de condicionamento de ar? Explique.

11–85C O que é refrigeração por absorção? Qual é a diferença entre um sistema de refrigeração por absorção e um sistema de refrigeração por compressão de vapor?

11–86C Quais são as vantagens e desvantagens da refrigeração por absorção?

11–87C Nos ciclos de refrigeração por absorção, por que o fluido no absorvedor é resfriado e o fluido no gerador, aquecido?

11–88C Como é definido o coeficiente de performance de um sistema de refrigeração por absorção?

11–89C Quais são as funções do retificador e do regenerador em um sistema de refrigeração por absorção?

11–90 Um sistema de refrigeração por absorção que recebe calor de uma fonte a 95 °C e mantém o espaço refrigerado a 0 °C tem COP igual a 3,1. Considerando que a temperatura ambiente é 19 °C, essa alegação pode ser válida? Justifique sua resposta.

11–91 Um sistema de refrigeração por absorção recebe calor de uma fonte a 120 °C e mantém o espaço refrigerado a 0 °C. Considerando que a temperatura do ambiente é 25 °C, qual é o COP máximo que esse sistema de absorção pode ter?

11–92 O calor é fornecido para um sistema de refrigeração por absorção de um poço geotérmico a 130 °C a uma taxa de 5×10^5 kJ/h. O ambiente está a 25 °C, e o espaço refrigerado é mantido a −30 °C. Determine a taxa máxima com a qual esse sistema pode remover calor do espaço refrigerado. *Resposta:* $5{,}75 \times 10^5$ kJ/h

11–93 Um refrigerador reversível por absorção consiste em uma máquina térmica reversível e um refrigerador reversível. O sistema remove calor de um espaço resfriado a −15 °C a uma taxa de 70 kW. O refrigerador opera em um ambiente a 25 °C. Considerando que o calor é fornecido ao ciclo por vapor saturado e condensado a 150 °C, determine (*a*) a taxa com a qual o vapor se condensa e (*b*) a entrada de potência no refrigerador reversível. (*c*) Considerando que o COP de um resfriador (*chiller*) real por absorção nos mesmos limites de temperatura tem um COP de 0,8, determine a eficiência da segunda lei da termodinâmica para esse resfriador.

Respostas: (*a*) 0,0174 kg/s; (*b*) 10,9 kW; (*c*) 42%

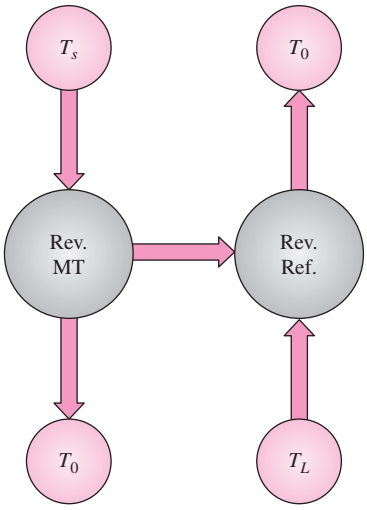


FIGURA P11–93

11–94E Um ciclo de refrigeração por absorção de água-amônia é usado para manter um espaço a 25 °F, sob uma temperatura ambiente de 70 °F. Amônia pura entra no condensador a 300 psia e 140 °F a uma taxa de 0,04 lbm/s. A amônia que sai do condensador como líquido saturado é expandida até 30 psia; já a amônia saindo do evaporador é vapor saturado. Calor é fornecido ao gerador por água geotérmica líquida que entra a 240 °F a uma taxa de 0,55 lbm/s e sai a 200 °F. Determine (*a*) a taxa de resfriamento fornecida pelo sistema, em Btu/h, bem como o COP, e (*b*) a eficiência de segunda lei do sistema. As entalpias da amônia nos vários estados do sistema são: entrada do condensador $h_2 = 665{,}7$ Btu/lbm, entrada do evaporador $h_4 = 190{,}9$ Btu/lbm, saída do evaporador $h_1 = 619{,}2$ Btu/lbm. Considere também que o calor específico da água geotérmica é 1,0 Btu/lbm·°F.

Tópico especial: geração de potência termoelétrica e sistemas de refrigeração

11–95C O que é um circuito termoelétrico?

11–96C Descreva os efeitos de Seebeck e Peltier.

11–97C Considere um fio de cobre circular formado pela conexão dos dois lados de um fio de cobre. O ponto de conexão é aquecido por uma vela acesa. Você espera que alguma corrente flua pelo fio?

11–98C As extremidades de um fio de ferro e de um fio de constantan são ligadas formando um circuito fechado. Em um dado momento, ambas as junções são aquecidas e mantidas à mesma temperatura. Você espera que alguma corrente elétrica flua por esse circuito?

11–99C Um circuito fechado é formado pela conexão das extremidades de um fio de cobre e um fio de constantan. Em um certo momento, uma junção é aquecida por uma vela acesa, enquanto a outra é mantida à temperatura ambiente. Você espera que alguma corrente elétrica flua por esse circuito?

11–100C Descreva o funcionamento de um termopar como um dispositivo de medição da temperatura.

11–101C Por que os materiais semicondutores são mais adequados do que os metais para os refrigeradores termoelétricos?

11–102C A eficiência de um gerador termoelétrico é limitada pela eficiência de Carnot? Por quê?

11–103E Um gerador termoelétrico recebe calor de uma fonte a 340 °F e o rejeita para o ambiente a 90 °F. Qual é a máxima eficiência térmica que esse gerador termoelétrico pode ter?
Resposta: 31,3%

11–104 Um refrigerador termoelétrico remove calor de um espaço refrigerado a −5 °C a uma taxa de 130 W e o rejeita para um ambiente que está a 20 °C. Determine o coeficiente máximo de performance que esse refrigerador termoelétrico pode ter e a entrada de potência mínima necessária. *Respostas:* 10,72; 12,1 W

11–105 Um resfriador termoelétrico tem um COP de 0,15 e remove o calor de um espaço refrigerado a uma taxa de 180 W. Determine a entrada de potência necessária no resfriador termoelétrico, em W.

11–106E Um refrigerador termoelétrico tem um COP de 0,18, e a potência fornecida a esse refrigerador é de 1,8 hp. Determine a taxa de calor retirada do espaço refrigerado, em Btu/min.

11–107 Um refrigerador termoelétrico é movido por uma bateria de automóvel de 12 V que utiliza 3 A de corrente quando está funcionando. O refrigerador se parece com uma pequena caixa de gelo, e em doze horas deve resfriar até 3 °C nove latas de bebidas de 0,350 L cada, cuja temperatura inicial é 25 °C. Determine o COP médio desse refrigerador.

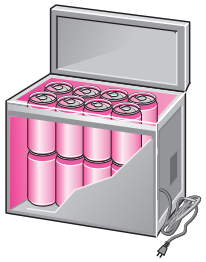


FIGURA P11–107

11–108E Refrigeradores termoelétricos que podem ser ligados no acendedor de cigarros do carro estão disponíveis no mercado. Um desses refrigeradores supostamente refrigera uma bebida de 12 onças (0,771 lbm) a partir de 78 °F até 38 °F ou aquece uma xícara de café de 75 °F até 130 °F em cerca de 15 minutos em um suporte de copo bem isolado. Considerando um COP médio de 0,2 no modo de resfriamento, determine (*a*) a taxa média de remoção de calor da bebida, (*b*) a taxa média de fornecimento de calor para o café e (*c*) a energia elétrica consumida da bateria do carro, todas em W.

11–109 Um gerador termoelétrico deve ser usado junto com um coletor solar que possa fornecer calor a uma taxa de 7×10^6 kJ/h a 90 °C. O calor dissipado deve ser rejeitado para o ambiente a 22 °C. Qual é a potência máxima que esse gerador termoelétrico pode produzir?

Problemas de revisão

11–110 Considere um ciclo de refrigeração de Carnot em regime permanente que utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. As temperaturas máxima e mínima do ciclo são 30 °C e −20 °C, respectivamente. O título do refrigerante é 0,15 no início do processo de absorção de calor e de 0,80 ao final dele. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação e determine (*a*) o coeficiente de performance, (*b*) as pressões do condensador e do evaporador e (*c*) a entrada de trabalho líquido.

11–111 As salas com áreas de piso de até 15 m^2 são resfriadas adequadamente por condicionadores de ar de janela cuja capacidade de resfriamento é de 5.000 Btu/h. O COP do condicionador de ar é dado e corresponde a 3,5. Determine a taxa de ganho de calor da sala em Btu/h, considerando que o condicionador de ar opera continuamente para manter uma temperatura constante nas salas.

11–112 Uma bomba de calor para aquecimento de água aquece a água absorvendo o calor do ar ambiente e transferindo-o para a água. A bomba de calor tem um COP de 3,4 e consome 6 kW de eletricidade quando está em funcionamento. Determine se essa bomba de calor pode ser usada para atender as necessidades de resfriamento de uma sala, absorvendo"gratuitamente" na maior parte do tempo, o calor do ar da sala. A taxa de ganho de calor de uma sala é normalmente inferior a 45.000 kJ/h.

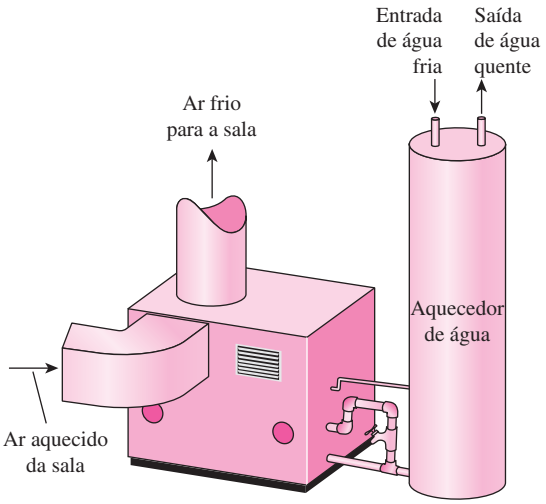


FIGURA P11–112

11–113 Uma bomba de calor que opera no ciclo ideal por compressão de vapor e utiliza o refrigerante-134a é usada para aquecer uma casa. A vazão mássica do refrigerante é 0,32 kg/s. As pressões do condensador e do evaporador são 900 kPa e 200 kPa, respectivamente. Mostre o ciclo em um diagrama *T-s* com as linhas de saturação e determine (*a*) a taxa de fornecimento de calor para a casa, (*b*) a taxa de escoamento de volume do refrigerante na entrada do compressor e (*c*) o COP dessa bomba de calor.

11–114 Uma bomba de calor acoplada ao solo opera segundo um ciclo por compressão de vapor ideal utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho. Essa bomba de calor tem um COP igual a 6 nesse modo de resfriamento, e mantém um espaço a 25 °C quando absorve calor do espaço a uma taxa de 18 kW no evaporador. O evaporador opera a 20 °C, e o condensador opera a 1.400 kPa. A água do solo tirada de um poço a uma taxa de 0,32 kg/s absorve o calor transferido do fluido refrigerante no condensador.

(*a*) Faça um esboço dessa bomba de calor e do seu diagrama *T-s*.

(*b*) Se a água do solo entra no condensador a 10 °C, qual será a temperatura da água de resfriamento quando for retornada para o solo? Considere c_p = 4,18 kJ/kg·K para a água de resfriamento.

(*c*) Determine o COP da bomba de calor.

Dados do refrigerante-134a: T = 20 °C: h_l = 79,3 kJ/kg, h_v = 261,6 kJ/kg; P = 1.400 kPa: h_l = 127,2 kJ/kg, h_v = 276,2 kJ/kg

11–115 Uma unidade de refrigeração opera no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor e utiliza refrigerante-22 como fluido de trabalho. As condições de operação para essa unidade são a temperatura de saturação no evaporador igual a −5 °C e a temperatura de saturação no condensador igual a 45 °C. Os dados selecionados para o refrigerante-22 são fornecidos na tabela seguinte.

T, °C	P_{sat}, kPa	h_h, kJ/kg	h_v, kJ/kg	s_v, kJ/kg·K
−5	421,2	38,76	248,1	0,9344
45	1.728	101	261,9	0,8682

Para o refrigerante-22, considere P = 1.728 kPa e s = 0,9344 kJ/kg·K, T = 68,15 °C e h = 283,7 kJ/kg. Considere também $c_{p,\,ar}$ = 1,005 kJ/kg·K.

(*a*) Faça um esboço desse refrigerador e do seu diagrama *T-s*.

(*b*) Determine o COP para essa unidade de refrigeração.

(*c*) O evaporador da unidade está localizado no interior do alimentador de ar do edifício. O ar que flui pelo alimentador de ar entra a 27 °C e é limitado a uma queda de temperatura de 20 °C. Determine a razão entre a vazão volumétrica (m^3_{ar}/min) e o fluxo de massa do refrigerante-22 ($kg_{R\text{-}22}$/s) através do alimentador de ar, em (m^3_{ar}/min)/($kg_{R\text{-}22}$/s). Considere que a pressão do ar é 100 kPa.

11–116 Um condicionador de ar opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando refrigerante-134a como fluido refrigerante. O condicionador de ar é utilizado para manter um espaço a 21 °C enquanto rejeita o calor para o ar ambiente a 37 °C. O refrigerante entra no compressor a 180 kPa superaquecido em 2,7 °C a uma taxa de 0,06 kg/s, saindo do compressor a 1.200 kPa e 60 °C. Refrigerante-134a é sub-resfriado em 6,3 °C na saída do condensador. Determine (*a*) a taxa de resfriamento fornecida para o espaço, em Btu/h, e o COP; (*b*) a eficiência isentrópica e a eficiência da exergia do compressor; (*c*) a destruição de exergia em cada um dos componentes do ciclo e a destruição total da exergia no ciclo, e (*d*) a potência mínima entregue e a eficiência de segunda lei do ciclo.

11–117 Considere uma indústria produtora de gelo que opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal e utiliza

refrigerante-134a como fluido de trabalho. As condições de operação do ciclo de refrigeração exigem que a pressão do evaporador seja de 140 kPa e a que pressão do condensador seja igual a 1.200 kPa. Água de resfriamento escoa pela camisa de água em torno do condensador e é fornecida a uma taxa de 200 kg/s. A água de resfriamento tem um aumento de temperatura de 10 °C à medida que escoa pela camisa de água. Para produzir gelo, água potável é fornecida à seção de resfriador do ciclo de refrigeração. Para cada kg de gelo produzido, 333 kJ de energia devem ser removidos do fornecimento de água potável.

(*a*) Esboce um esquema para os três fluidos de trabalho desse sistema de refrigeração de fazer gelo e o diagrama *T-s* para o ciclo de refrigeração.

(*b*) Determine o fluxo de massa do refrigerante, em kg/s.

(*c*) Determine o fluxo de massa do fornecimento de água potável, em kg/s.

11–118 O congelamento rápido de frutas frescas requer ar a −34 °C. Um refrigerador que utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho produz esse ar operando seu evaporador a −37 °C e seu condensador a 1.200 kPa, enquanto rejeita calor para o ar ambiente a 30 °C. Considerando que a eficiência isentrópica do compressor é de 90% e o vapor que entra no compressor é superaquecido em 7 °C, determine o processo que causa a maior quantidade de perda de exergia. *Resposta:* 22,5 kJ/kg (válvula de expansão)

11–119 Refaça o Prob. 11–118 com um sub-resfriamento de 6,3 °C na saída do condensador.

11–120 Considere um sistema de refrigeração de dois estágios que opera entre os limites de pressão 1,4 MPa e 0,18 MPa. O fluido de trabalho é o refrigerante-134a. O refrigerante sai do condensador como líquido saturado e é estrangulado até um separador de líquido que opera a 0,6 MPa. Parte do refrigerante evapora durante esse processo de separação, e esse vapor é misturado ao refrigerante que sai do compressor de baixa pressão. Em seguida, a mistura é comprimida até a pressão do condensador pelo compressor de alta pressão. O líquido do separador de líquido é então estrangulado até a pressão do evaporador e resfria o espaço refrigerado à medida que é vaporizado no evaporador. Considerando que o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e que ambos os compressores são isentrópicos, determine (*a*) a fração do refrigerante que evapora, à medida que ele é estrangulado no separador de líquido; (*b*) a quantidade de calor removida do espaço refrigerado e o trabalho de compressão por unidade de massa do refrigerante que escoa pelo condensador e (*c*) o coeficiente de performance.

Respostas: (*a*) 0,253; (*b*) 121 kJ/kg; 36,4 kJ/kg; (*c*) 3,31

11–121E Um sistema de refrigeração por compressão de dois evaporadores, como o que é mostrado na Fig. P11–121E, utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. O sistema opera com 30 °F no evaporador 1, −29,5 °F no evaporador 2 e 160 psia no condensador. A carga de resfriamento do evaporador 1 é igual o dobro da carga do evaporador 2. Determine a carga de resfriamento de ambos os evaporadores por unidade de fluxo através do compressor, assim como o COP desse sistema. O refrigerante está como líquido saturado na saída do condensador e como vapor saturado na saída de cada evaporador, e o compressor é isentrópico.

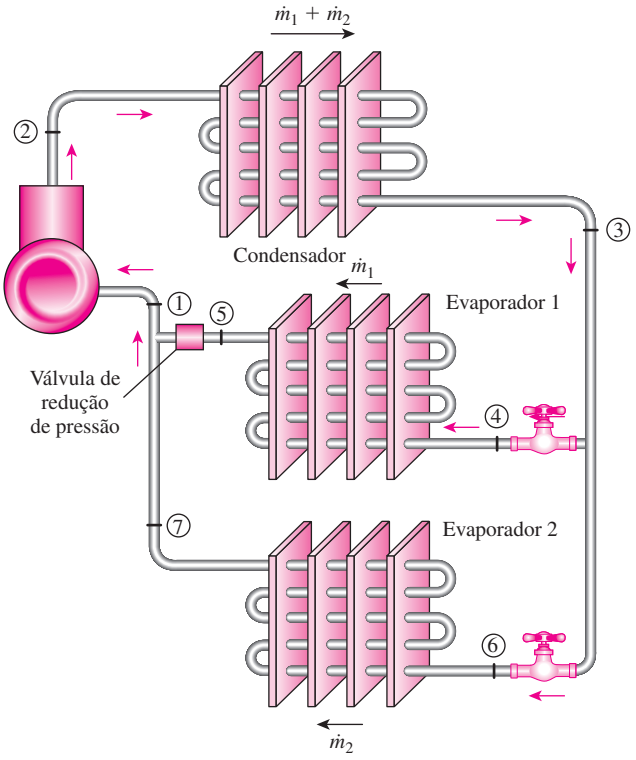


FIGURA P11–121E

11–122E Reconsidere o Prob. 11–121E. O sistema de refrigeração do referido problema resfria um reservatório a −15 °F e outro a 40 °F enquanto rejeita calor para um reservatório a 80 °F. Qual dos processos tem a maior destruição de exergia?

11–123 Um sistema de refrigeração por compressão de dois estágios de uma unidade de separação de líquido-vapor adiabático, como esse mostrado a seguir na Fig. P11–123, utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho. O sistema opera a −32 °C no evaporador, a 1.400 kPa no condensador e a 8,9 °C no separador. O refrigerante é circulado pelo condensador a uma taxa de 2 kg/s. Determine a taxa de resfriamento e a potência necessária para esse sistema. O refrigerante está como líquido saturado na entrada de cada válvula de expansão e como vapor saturado na entrada de cada compressor; os compressores são isentrópicos.

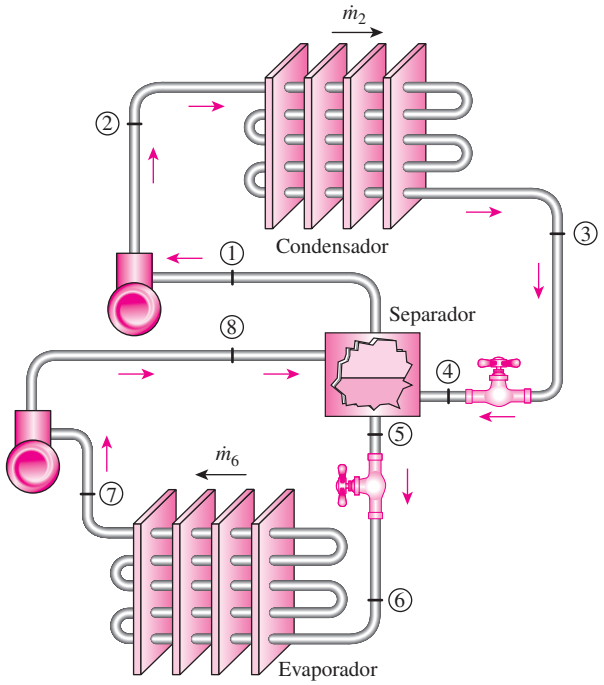


FIGURA P11–123

11–124 Qual processo do ciclo no Prob. 11–123 tem a maior taxa de destruição de exergia quando o reservatório de baixa temperatura está a −18 °C e o reservatório de alta temperatura está a 25 °C? *Resposta:* 26,2 kW (condensador)

11–125 Considere um ciclo regenerativo de refrigeração a gás que usa o hélio como fluido de trabalho. O hélio entra no compressor a 100 kPa e −10 °C e é comprimido até 300 kPa; em seguida, é resfriado até 20 °C pela água. Ele então entra no regenerador, onde é resfriado adicionalmente antes de entrar na turbina. O hélio finalmente sai do espaço refrigerado a −25 °C e entra no regenerador. Considerando que a turbina e o compressor são isentrópicos determine (*a*) a temperatura do hélio na entrada da turbina, (*b*) o coeficiente de performance do ciclo e (*c*) a entrada de potência líquida necessária para uma vazão mássica de 0,45 kg/s.

11–126 Um sistema de refrigeração por absorção deve remover calor do espaço refrigerado a 2 °C e a uma taxa de 28 kW, enquanto opera em um ambiente a 25 °C. O calor deve ser fornecido de um coletor solar a 95 °C. Qual é a taxa mínima de fornecimento de calor necessária? *Resposta:* 12,3 kW

11–127 Reconsidere o Prob. 11–126. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura da fonte sobre a taxa mínima de fornecimento de calor. Considere uma variação de 50 °C a 250 °C para a temperatura da fonte. Trace a taxa mínima de fornecimento de calor como função da temperatura da fonte e discuta os resultados.

11–128 Um sistema de refrigeração a gás que usa o ar como fluido de trabalho tem uma razão de pressão igual a 5. O ar entra no compressor a 0 °C. O ar a alta pressão é resfriado até 35 °C pela rejeição do calor para a vizinhança. O refrigerante sai da turbina a −80 °C e entra no espaço refrigerado, no qual absorve calor antes de entrar no regenerador. A vazão mássica do ar é de 0,4 kg/s. Considerando eficiências isentrópicas de 80% para o compressor e de 85% para a turbina e utilizando calores específicos variáveis, determine (*a*) a eficácia do regenerador, (*b*) a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado e (*c*) o COP do ciclo. Determine também (*d*) a carga de refrigeração e o COP caso o sistema operasse em um ciclo de refrigeração a gás simples. Considere a mesma temperatura de entrada do compressor, a mesma temperatura de entrada da turbina e as mesmas eficiências do compressor e da turbina.

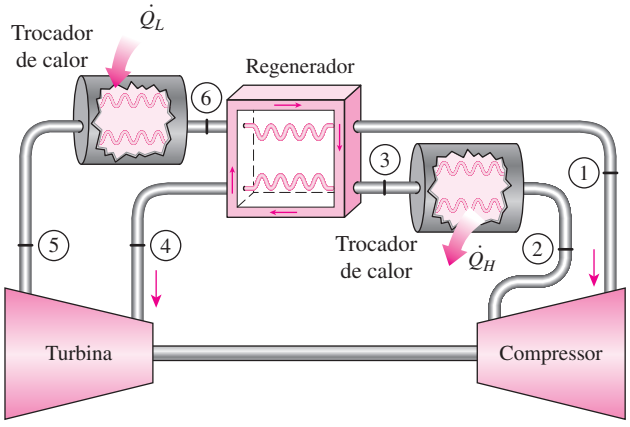


FIGURA P11–128

11–129 O sistema de refrigeração da Fig. P11–129 é outra variação do sistema básico de refrigeração com compressão de vapor que tenta reduzir o trabalho de compressão. Nesse sistema, um trocador de calor é usado para sobreaquecer o vapor que entra no compressor enquanto sub-resfria o líquido que sai do condensador. Considere um sistema desse tipo que utiliza refrigerante-134a como refrigerante e opera o evaporador a −10,1 °C e o condensador a 800 kPa. Determine o COP do sistema, considerando que o trocador de calor fornece 11,3 °C de sub-resfriamento na entrada da válvula de estrangulamento. Considere que o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e o compressor é isentrópico. *Resposta:* 5,23

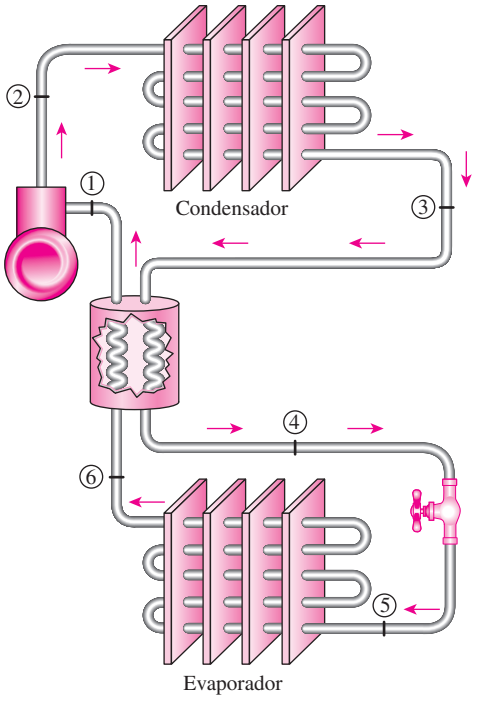


FIGURA P11–129

11–130 Repita o Prob. 11–129, considerando que o trocador de calor fornece 21,3 °C de sub-resfriamento.

11–131 Um sistema de refrigeração a gás ideal com três estágios de compressão com resfriamento intermediário opera com ar que entra no primeiro compressor a 50 kPa e −30 °C. Cada compressor nesse sistema tem uma razão de pressão igual a 7, e a temperatura do ar à saída de todos os resfriadores intermediários é de 15 °C. Calcule o COP desse sistema. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

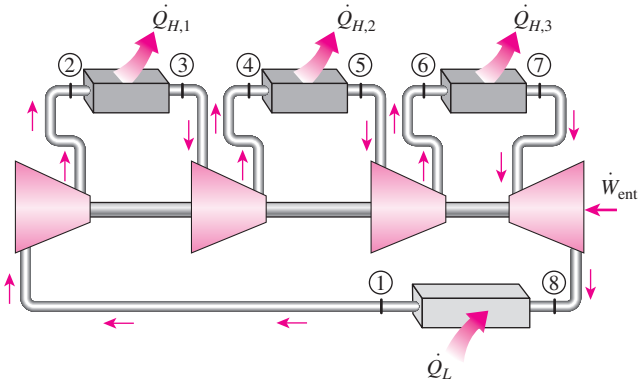


FIGURA P11–131

11–132 O tubo vórtex (também conhecido como tubo de Ranque ou Hirsch) é um dispositivo que produz um efeito de refrigeração expandindo gás pressurizado – como o ar – em um tubo (em vez de uma turbina, como no ciclo reverso Brayton). Ele foi inventado e patenteado por Ranque em 1931 e aperfeiçoado por Hirsch em 1945, e pode ser encontrado comercialmente em diversos tamanhos. O tubo vórtex, ou tubo de vórtices, é um tubo circular equipado com um bocal, como mostra a Fig. P11–132. O gás comprimido à temperatura T_1 e pressão P_1 é acelerado no bocal e expande-se até aproximadamente a pressão atmosférica. Ele é introduzido no tubo tangencialmente a uma velocidade muito alta (em geral supersônica) para produzir um movimento de turbilhão (vórtex) dentro do tubo. O gás em movimento giratório sai por toda a extensão do tubo que se estende para a direita, e a vazão mássica é controlada por uma válvula localizada cerca de 30 diâmetros abaixo. Uma quantidade menor de ar na região central pode escapar para a esquerda por uma pequena abertura no centro. Observa-se que o gás que está na região central e escapa pela abertura central é frio, enquanto o gás que está na região periférica e escapa pela extensão do tubo é quente. Considerando que a temperatura e a vazão mássica da corrente fria são T_c e $\dot{m}_c$, respectivamente, a taxa de refrigeração no tubo vórtex pode ser expressa por

$$\dot{Q}_{\text{refrig, tubo vórtex}} = \dot{m}_c(h_1 - h_c) = \dot{m}_c c_p(T_1 - T_c)$$

onde c_p é o calor específico do gás e $T_1 - T_c$ é a queda de temperatura do gás no tubo vórtex (o efeito de resfriamento). As quedas de temperatura de até 60 °C (ou 108 °F) são obtidas a altas taxas de pressão aproximadamente iguais a 10. O coeficiente de performance de um tubo vórtex pode ser definido como a relação entre a taxa de refrigeração dada anteriormente e a potência utilizada para comprimir o gás. Ele varia de cerca de 0,1 até 0,15, o que está bem abaixo dos COPs dos refrigeradores por compressão de vapor comuns.

Esse interessante fenômeno pode ser explicado da seguinte maneira: a força centrífuga cria um gradiente de pressão radial no vórtex e, portanto, o gás da periferia é pressurizado e aquecido pelo gás da região central que, como resultado, é resfriado. Da mesma forma, a energia é transferida das camadas internas na direção das camadas externas à medida que estas retardam as camadas internas devido à viscosidade do fluido que tende a produzir um vórtex sólido. Ambos esses efeitos causam a diminuição da energia e, portanto, da temperatura do gás na região central. A conservação da energia exige que a energia do fluido nas camadas externas aumente com quantidade equivalente.

O tubo vórtex não tem partes móveis; por isso, é inerentemente confiável e durável. A disponibilidade do ar comprimido a pressões de até 10 atm na maioria das instalações industriais torna o tubo vórtex particularmente interessante nessas situações. Apesar da baixa eficiência, esse efeito encontrou aplicações em operações industriais de resfriamento local e de pequena escala, como o resfriamento de partes soldadas ou de componentes eletrônicos fundamentais, bem como no resfriamento de água potável e de uniformes de funcionários em ambientes quentes.

Considere agora um tubo vórtex que recebe ar comprimido a 500 kPa e 300 K e fornece 25% dele como ar frio a 100 kPa e 278 K. O ar ambiente está a 300 K e 100 kPa, e o compressor tem uma eficiência isentrópica de 80%. O ar sofre uma queda de pressão de 35 kPa no pós-resfriador e nas linhas de ar comprimido entre o compressor e o tubo vórtex.

(*a*) Sem executar cálculos, compare o COP do efeito vórtex com o COP de um sistema real de refrigeração de ar com base no ciclo reverso Brayton para a mesma taxa de pressão. Compare também as temperaturas mínimas que podem ser obtidas pelos dois sistemas para a mesma temperatura e pressão de entrada.

(*b*) Considerando que o efeito vórtex é adiabático e usando os calores específicos à temperatura ambiente, determine a temperatura de saída da corrente de fluido quente.

(*c*) Mostre com cálculos que esse processo não viola a segunda lei da termodinâmica.

(*d*) Determine o coeficiente de performance desse sistema de refrigeração e compare-o ao COP de um refrigerador de Carnot.

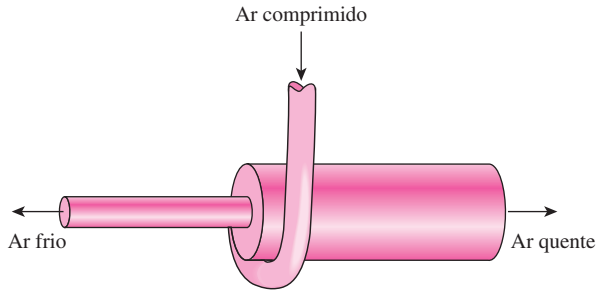


FIGURA P11–132

11–133 Repita o Prob. 11–132 considerando uma pressão de 600 kPa na entrada do tubo vórtex.

11–134 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão do evaporador sobre o COP de um ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor que utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. Considere que a pressão do condensador é mantida constante a 1,4 MPa, enquanto a pressão do evaporador varia de 100 kPa até 500 kPa. Trace o COP do ciclo de refrigeração em relação à pressão do evaporador e discuta os resultados.

11–135 Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da pressão do condensador sobre o COP de um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o refrigerante-134a como fluido de trabalho. Considere que a pressão do evaporador é mantida constante a 150 kPa, enquanto a pressão do condensador varia de 400 kPa a 1.400 kPa. Trace o COP do ciclo de refrigeração em relação à pressão do condensador e discuta os resultados.

11–136 Deduza uma relação para o COP do sistema de refrigeração de dois estágios com uma câmara de separação, como mostrado na Fig. 11–14, em relação à entalpia e ao título do estado 6. Considere uma massa unitária no condensador.

Problemas de múltipla escolha

11–137 Considere uma bomba de calor que opera no ciclo de Carnot reverso utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho executado na região de saturação entre os limites de pressão de 140 kPa e 800 kPa. Refrigerante-134a muda de vapor saturado para líquido saturado durante o processo de rejeição de calor. A entrada de trabalho líquido para esse ciclo é

(*a*) 28 kJ/kg (*b*) 34 kJ/kg (*c*) 49 kJ/kg
(*d*) 144 kJ/kg (*e*) 275 kJ/kg

11–138 Um refrigerador retira calor de um espaço refrigerado a 0 °C a uma taxa de 2,2 kJ/s e rejeita-o a um ambiente a 20 °C. A potência mínima de entrada necessária é

(*a*) 89 W (*b*) 150 W (*c*) 161 W
(*d*) 557 W (*e*) 2.200 W

11–139 Um refrigerador funciona no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor utilizando refriferante-134a como fluido de trabalho entre os limites de pressão de 120 kPa e 800 kPa. Considerando que a taxa de remoção de calor do espaço refrigerado é 32 kJ/s, o fluxo de massa do refrigerante será

(*a*) 0,19 kg/s (*b*) 0,15 kg/s (*c*) 0,23 kg/s
(*d*) 0,28 kg/s (*e*) 0,81 kg/s

11–140 Uma bomba de calor opera no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho entre os limites de pressão de 0,32 MPa e 1,2 MPa. Considerando que o fluxo de massa do refrigerante é de 0,193 kg/s, a taxa de fornecimento de calor pela bomba de calor para o espaço aquecido é

(*a*) 3,3 kW (*b*) 23 kW (*c*) 26 kW
(*d*) 31 kW (*e*) 45 kW

11–141 Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor que utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho opera entre os limites de pressão de 120 kPa e 700 kPa. A fração de massa do refrigerante que se encontra na fase líquida na entrada do evaporador é

(*a*) 0,69 (*b*) 0,63 (*c*) 0,58
(*d*) 0,43 (*e*) 0,35

11–142 Considere uma bomba de calor que opera no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor que utiliza refrigerante-134a como fluido de trabalho entre os limites de pressão de 0,32 MPa e 1,2 MPa. O coeficiente de performance dessa bomba de calor é

(*a*) 0,17 (*b*) 1,2 (*c*) 3,1
(*d*) 4,9 (*e*) 5,9

11–143 Um ciclo ideal de refrigeração a gás que utiliza ar como fluido de trabalho opera entre os limites de pressão de 80 kPa e 280 kPa. O ar é resfriado até 35 °C antes de entrar na turbina. A temperatura mais baixa do ciclo é

(*a*) −58 °C (*b*) −26 °C (*c*) 5 °C
(*d*) 11 °C (*e*) 24 °C

11–144 Considere um ciclo ideal de refrigeração a gás que utiliza hélio como fluido de trabalho. O gás entra no compressor a 100 kPa e 17 °C e é comprimido até 400 kPa. O hélio é, em seguida, resfriado até 20 °C antes de entrar na turbina. Para uma vazão mássica de 0,2 kg/s, a entrada de potência líquida necessária é

(*a*) 28,3 kW (*b*) 40,5 kW (*c*) 64,7 kW
(*d*) 93,7 kW (*e*) 113 kW

11–145 Um sistema de condicionamento de ar por absorção deve remover calor de um espaço condicionado a 20 °C a uma taxa de

150 kJ/s durante a operação em um ambiente a 35 °C. Calor deve ser fornecido de uma fonte geotérmica a 140 °C. A taxa mínima de fornecimento de calor é

(*a*) 86 kJ/s (*b*) 21 kJ/s (*c*) 30 kJ/s
(*d*) 61 kJ/s (*e*) 150 kJ/s

11–146 Considere um refrigerador que opera no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho. O refrigerante entra no compressor como vapor saturado a 160 kPa, saindo a 800 kPa e 50 °C e deixando o condensador como líquido saturado a 800 kPa. O coeficiente de performance desse refrigerador é

(*a*) 2,6 (*b*) 1,0 (*c*) 4,2
(*d*) 3,2 (*e*) 4,4

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

11–147 Escreva um ensaio sobre as bombas a ar, água e solo. Discuta as vantagens e desvantagens de cada sistema. Considerando cada sistema, identifique as condições sob as quais esta bomba é preferida em relação aos outras. Em quais situações você não recomendaria um sistema de aquecimento com bomba de calor?

11–148 Desenvolva e discuta técnicas que aplicam o princípio de regeneração para melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

11–149 O calor fornecido por uma bomba de calor, utilizado para manter a temperatura de um edifício, geralmente é completado por outra fonte de calor direta. A fração do calor total necessário, fornecida pelo aumento de calor suplementar, aumenta conforme a temperatura do ar ambiente (que serve como o sumidouro a baixa temperatura) diminui. Desenvolva um esquema de calor suplementar como uma função da temperatura do ar ambiente que minimiza a energia necessária suplementar total e a energia da bomba de calor para atender o edifício.

11–150 Considere um sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata que utiliza o mesmo fluido de trabalho em ambos os sistemas. Existe uma pressão de operação específica para o trocador de calor que otimizará o COP global?

11–151 Considere uma usina com coletor solar que opera em um ciclo fechado de Rankine. Usando o refrigerante-134a como fluido de trabalho, especifique as temperaturas e pressões operacionais do ciclo, estimando ainda a vazão mássica necessária do refrigerante-134a para uma potência produzida de 50 kW. Estime também a área da superfície do coletor para esse nível de produção contínua de potência. Considere que a energia solar incide no coletor a uma taxa de 500 W por m^2 de área do coletor ao meio-dia e que o coletor pode armazenar 15% da energia solar incidente na zona de armazenamento.

11–152 O uso de um sistema termoelétrico solar instalado no telhado é proposto para resfriar prédios residenciais. O sistema consiste em um refrigerador termoelétrico alimentado por um gerador de potência termoelétrico, cuja superfície superior é um coletor solar. Discuta a possibilidade e o custo de tal sistema, e determine se o sistema proposto instalado em um lado do telhado pode atender a uma parte significativa dos requisitos de resfriamento de uma casa padrão.

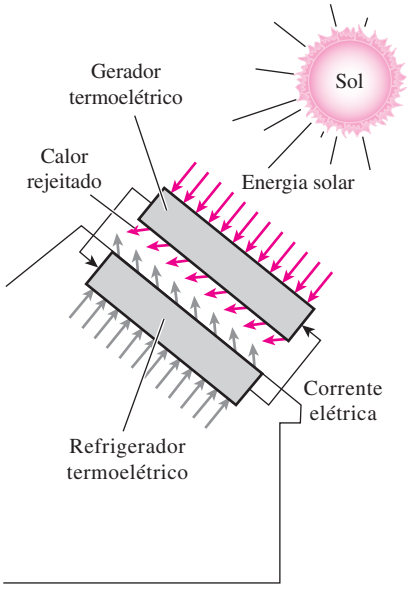


FIGURA P11–152

11–153 Um refrigerador que usa o R-12 como fluido de trabalho mantém o espaço refrigerado a −15 °C em um ambiente a 30 °C. Você deve projetar novamente esse refrigerador substituindo o R-12 pelo refrigerante-134a, que não prejudica a camada de ozônio. Quais modificações nos níveis de pressão poderiam ser sugeridas para esse novo sistema? Compare o COP do novo sistema com o COP do sistema antigo.

11–154 Células solares ou fotovoltaicas (FV) convertem luz do sol em eletricidade e normalmente são usadas para alimentar calculadoras, satélites, sistemas de comunicação remota e até mesmo bombas. A conversão da luz em eletricidade é chamada de *efeito fotoelétrico*. Ele foi descoberto em 1839 pelo francês Edmond Becquerel, e o primeiro módulo FV, que consistia em diversas células conectadas entre si, foi construído em 1954 pela Bell Laboratories. Hoje, os módulos FV têm eficiências de conversão de cerca de 12 a 15%. Assim, considerando que a incidência da energia solar em uma superfície normal da Terra ao meio-dia é de aproximadamente 1.000 W/m^2 durante um dia claro, os módulos FV de uma superfície de 1 m^2 podem fornecer até 150 W de eletricidade. A incidência anual de energia solar média diária em uma superfície horizontal nos Estados Unidos varia de cerca de 2 kWh/m^2 até 6 kWh/m^2.

Uma bomba a FV deve ser usada no Arizona para bombear água de uma profundidade de 180 m a uma taxa média de 400 L/dia. Considerando uma eficiência razoável para o sistema de bombeamento, a qual pode ser definida como a relação entre o aumento da energia potencial da água e a energia elétrica consumida pela bomba, e definindo a eficiência de conversão das células FV como 0,13, para adotar uma hipótese conservadora, determine o tamanho do módulo FV (em m^2) que precisa ser instalado para atender às necessidades da bomba.

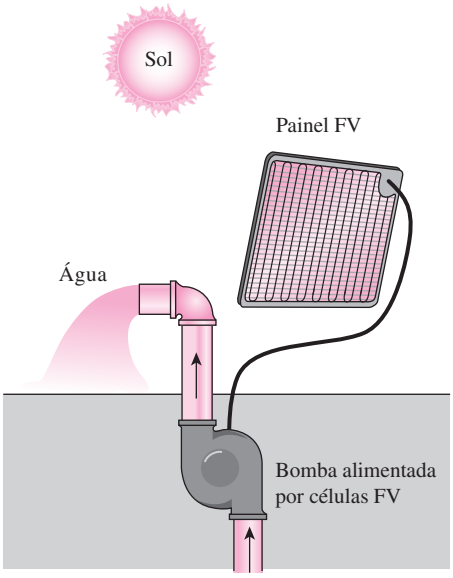


FIGURA P11–154

11–155 Uma empresa tem um sistema de refrigeração cuja capacidade é de 200 toneladas de refrigeração (1 tonelada de refrigeração = 211 kJ/min), e você deve projetar um sistema de resfriamento de ar forçado para frutas cujos diâmetros não excedam 7 cm, sob as seguintes condições: as frutas devem ser resfriadas de 28 °C até uma temperatura média de 8 °C; a temperatura do ar deve permanecer acima de −2 °C e abaixo de 10 °C, em todos os momentos; a velocidade do ar próximo às frutas deve permanecer abaixo de 2 m/s, e a seção de resfriamento pode ter até 3,5 m de largura e 2 m de altura. Considerando valores razoáveis para a densidade média das frutas, calor específico e porosidade (a fração de volume de ar em uma caixa), recomende valores razoáveis para (*a*) a velocidade do ar que se aproxima da seção de refrigeração, (*b*) a capacidade de resfriamento de produto do sistema, em kg·fruta/h, e (*c*) a vazão volumétrica do ar.

Capítulo

12

Relações de Propriedades Termodinâmicas

Nos capítulos anteriores, usamos amplamente as tabelas de propriedades. Tendemos a confiar bastante nessas tabelas, pois, sem elas, as leis e princípios da termodinâmica são de pouca utilidade para os engenheiros. Neste capítulo, concentramos nossa atenção na maneira como as tabelas de propriedades são preparadas e como algumas propriedades desconhecidas podem ser determinadas com base em dados limitados.

Sabemos que algumas propriedades, como temperatura, pressão, volume e massa, podem ser medidas diretamente e que outras, como densidade e volume específico, podem ser determinadas por meio daquelas com o uso de algumas relações simples. Contudo, propriedades como energia interna, entalpia e entropia não são tão fáceis de determinar, pois não podem ser medidas diretamente nem relacionadas a propriedades facilmente mensuráveis por meio de relações simples. Portanto, é essencial que desenvolvamos algumas relações fundamentais entre as propriedades termodinâmicas comumente encontradas e expressemos as propriedades que não podem ser medidas diretamente utilizando as propriedades facilmente mensuráveis.

Pela natureza do material, este capítulo faz grande uso de derivadas parciais. Assim, vamos iniciar por uma análise do assunto. Depois, desenvolveremos as relações de Maxwell, que formam a base de muitas relações termodinâmicas. A seguir, abordaremos a equação de Clapeyron, que nos permite determinar a entalpia da vaporização em função das medidas de P, v e T, e desenvolveremos relações gerais para c_v, c_p, du, dh e ds que são válidas para todas as substâncias puras sob todas as condições. A seguir, discutiremos o coeficiente Joule-Thomson, uma medida da variação da temperatura com a pressão durante um processo de estrangulamento em um escoamento. Finalmente, desenvolveremos um método de avaliação de Δh, Δu e Δs de gases reais por meio de diagramas generalizados de desvio da entalpia e da entropia.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Desenvolver relações fundamentais entre propriedades termodinâmicas comumente encontradas e expressar as propriedades que não podem ser medidas diretamente usando propriedades facilmente mensuráveis.
- Desenvolver as relações de Maxwell, que formam a base de muitas relações termodinâmicas.
- Desenvolver a equação de Clapeyron e determinar a entalpia da vaporização em função apenas das medidas P, v e T.
- Desenvolver relações gerais para c_v, c_p, du, dh e ds que sejam válidas para todas as substâncias puras.
- Discutir o coeficiente de Joule-Thomson.
- Desenvolver um método de avaliação de Δh, Δu e Δs de gases reais por meio de diagramas generalizados de desvio da entalpia e da entropia.

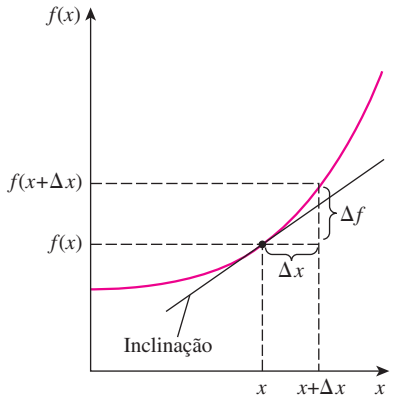


FIGURA 12–1 A derivada de uma função em um ponto específico representa a inclinação da função nesse ponto.

12–1 UM POUCO DE MATEMÁTICA – DERIVADAS PARCIAIS E RELAÇÕES ASSOCIADAS

Muitas das expressões desenvolvidas neste capítulo são baseadas no postulado de estado, que afirma que o estado de uma substância compressível simples é completamente especificado por quaisquer duas propriedades intensivas independentes. Todas as outras propriedades nesse estado podem ser expressas utilizando-se aquelas duas propriedades. Matematicamente falando,

$$z = z(x, y)$$

onde x e y são as duas propriedades independentes que fixam o estado e z representa qualquer outra propriedade. A maioria das relações termodinâmicas básicas incluiu diferenciais. Portanto, neste capítulo iniciamos pela oportuna análise das derivadas e suas relações.

Considere uma função f que dependa de uma única variável x, ou seja, $f = f(x)$. A Fig. 12–1 mostra esse tipo de função que começa plana, mas fica bem inclinada à medida que x aumenta. A inclinação da curva é uma medida do grau de dependência de f em relação a x. Nesse caso, a função f depende mais fortemente de x para valores maiores de x. A inclinação de uma curva em um ponto é medida pelo valor da tangente do ângulo que a reta que tangencia a curva no ponto faz com o eixo x. Nesse ponto, a tangente do ângulo tem o valor da **derivada** da função, definida como

$$\frac{df}{dx} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \qquad \textbf{(12–1)}$$

Assim, *a derivada de uma função f(x) em relação a x representa a taxa de variação de f com x.*

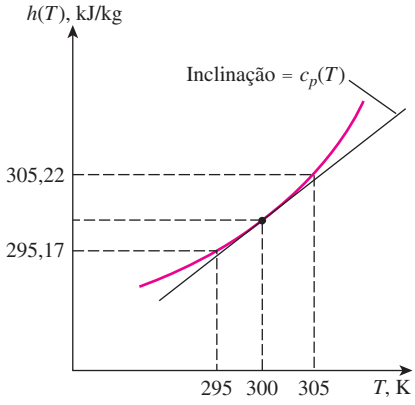


FIGURA 12–2 Esquema para o Exemplo 12–1.

EXEMPLO 12–1 Aproximação de quantidades diferenciais por diferenças

O c_p de gases ideais depende apenas de temperatura e é expresso como $c_p(T) = dh(T)/dT$. Determine o c_p do ar a 300 K, usando os dados de entalpia da Tab. A–17, e compare-o ao valor listado na Tab. A–2*b*.

SOLUÇÃO O valor c_p de ar a uma temperatura específica deve ser determinado com o uso de dados de entalpia.

Análise O valor c_p de ar a 300 K é listado na Tab. A–2*b* como 1,005 kJ/kg·K. Esse valor também poderia ser determinado por diferenciação da função $h(T)$ em relação a T e pela avaliação do resultado em $T = 300$ K. Contudo, a função $h(T)$ não está disponível. Mas ainda assim podemos determinar o valor c_p de maneira aproximada com a substituição dos diferenciais da relação $c_p(T)$ pelas diferenças na vizinhança do ponto especificado (Fig. 12–2):

$$c_p(300\ \text{K}) = \left[\frac{dh(T)}{dT}\right]_{T\,=\,300\ \text{K}} \cong \left[\frac{\Delta h(T)}{\Delta T}\right]_{T\,\cong\,300\ \text{K}} = \frac{h(305\ \text{K}) - h(295\ \text{K})}{(305 - 295)\ \text{K}}$$

$$= \frac{(305{,}22 - 295{,}17)\ \text{kJ/kg}}{(305 - 295)\ \text{K}} = \mathbf{1{,}005\ kJ/kg{\cdot}K}$$

Discussão Observe que o valor calculado c_p é idêntico ao valor listado. Portanto, as quantidades diferenciais podem ser vistas como diferenças. Elas podem até ser substituídas pelas diferenças quando for necessário, para a obtenção de resultados aproximados. O método numérico das diferenças finitas, amplamente utilizado, baseia-se nesse princípio simples.

Diferenciais parciais

Agora, considere uma função que dependa de duas (ou mais) variáveis, como $z = z(x, y)$. O valor de z depende de x e de y. Algumas vezes é desejável analisar a dependência de z em relação a uma única variável. Isso é feito quando se permite a alteração de uma variável enquanto as demais são mantidas constantes e é observada a mudança na função. A variação de $z(x, y)$ com x quando y é mantido constante é chamada de **derivada parcial** de z em relação a x, e é expressa como

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \left(\frac{\Delta z}{\Delta x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{z(x + \Delta x, y) - z(x, y)}{\Delta x} \qquad \textbf{(12–2)}$$

Isso é ilustrado na Fig. 12–3. O símbolo ∂ representa variações diferenciais, exatamente como o símbolo d. A diferença entre eles é que o símbolo d representa a variação diferencial *total* de uma função e reflete a influência de todas as variáveis, enquanto ∂ representa a variação diferencial *parcial* devido à alteração de uma única variável.

Observe que as variações indicadas por d e ∂ são idênticas para as variáveis independentes, mas não para as variáveis dependentes. Por exemplo, $(\partial x)_y = dx$ mas $(\partial z)_y \neq dz$. [Em nosso caso, $dz = (\partial z)_x + (\partial z)_y$.] Observe também que o valor da derivada parcial $(\partial z / \partial x)_y$ geralmente é diferente para distintos valores de y.

Para obter uma relação entre o diferencial total de $z(x, y)$ para variações simultâneas em x e y, considere uma pequena parte da superfície $z(x, y)$ mostrada na Fig. 12–4. Quando as variáveis independentes x e y são modificadas em Δx e Δy, respectivamente, a variável dependente z é modificada em Δz, o que pode ser expresso como

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

Adicionando e subtraindo $z(x, y + \Delta y)$, temos

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y) + z(x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

ou

$$\Delta z = \frac{z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y)}{\Delta x} \Delta x + \frac{z(x, y + \Delta y) - z(x, y)}{\Delta y} \Delta y$$

Tomando os limites como $\Delta x \to 0$ e $\Delta y \to 0$ e usando as definições de derivadas parciais, obtemos

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \qquad \textbf{(12–3)}$$

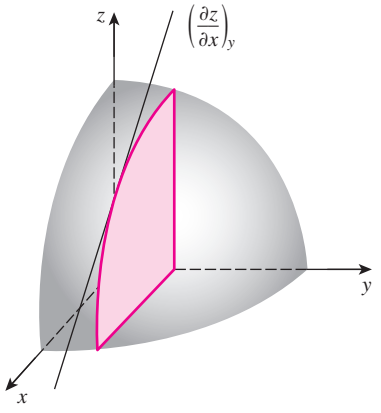


FIGURA 12–3 Representação geométrica da derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$.

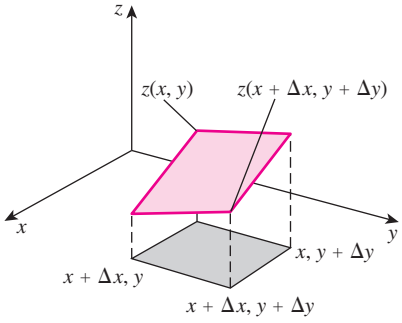


FIGURA 12–4 Representação geométrica da diferencial total dz para uma função $z(x, y)$.

A Eq. 12–3 é a relação fundamental do **diferencial total** de uma variável dependente expressa pelas suas derivadas parciais em relação às variáveis independentes. Essa relação pode ser facilmente ampliada de maneira que inclua mais variáveis independentes.

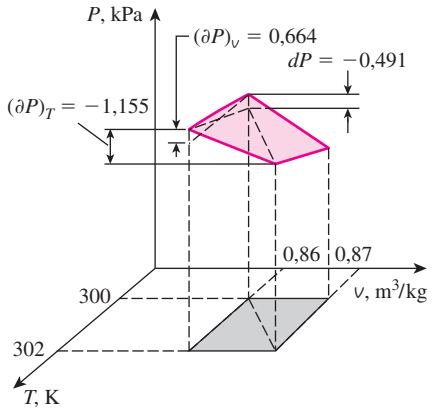


FIGURA 12–5 Representação geométrica da perturbação discutida no Exemplo 12–2.

EXEMPLO 12–2 Diferencial total *versus* diferencial parcial

Considere ar a 300 K e 0,86 m³/kg. O estado do ar varia para 302 K e 0,87 m³/kg como resultado de alguma perturbação. Usando a Eq. 12–3, calcule a variação na pressão do ar.

SOLUÇÃO A temperatura e o volume específico do ar variam ligeiramente durante um processo. A variação resultante na pressão deve ser determinada.

Hipótese O ar é um gás ideal.

Análise A rigor, a Eq. 12–3 é válida para modificações diferenciais das variáveis. Entretanto, ela também pode ser usada com razoável exatidão se essas variações forem pequenas. As variações em T e v podem ser expressas, respectivamente, como

$$dT \cong \Delta T = (302 - 300)\ \text{K} = 2\ \text{K}$$

e

$$dv \cong \Delta v = (0{,}87 - 0{,}86)\ \text{m}^3/\text{kg} = 0{,}01\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Um gás ideal obedece a relação $Pv = RT$. Considerando P, temos:

$$P = \frac{RT}{v}$$

Observe que R é uma constante e $P = P(T, v)$. Aplicando a Eq. 12–3 e usando valores médios de T e v,

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = \frac{R\,dT}{v} - \frac{RT\,dv}{v^2}$$

$$= (0{,}287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})\left[\frac{2\ \text{K}}{0{,}865\ \text{m}^3/\text{kg}} - \frac{(301\ \text{K})(0{,}01\ \text{m}^3/\text{kg})}{(0{,}865\ \text{m}^3/\text{kg})^2}\right]$$

$$= 0{,}664\ \text{kPa} - 1{,}155\ \text{kPa}$$

$$= \mathbf{-0{,}491\ kPa}$$

Portanto, a pressão diminuirá em 0,491 kPa como resultado dessa perturbação. Observe que, se a temperatura tivesse permanecido constante ($dT = 0$), a pressão teria diminuído em 1,155 kPa como resultado do aumento de 0,01 m³/kg em volume específico. Contudo, se o volume específico tivesse permanecido constante ($dv = 0$), a pressão teria aumentado em 0,664 kPa como resultado do aumento de 2 K na temperatura (Fig. 12–5). Ou seja,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT = (\partial P)_v = 0{,}664\ \text{kPa}$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = (\partial P)_T = -1{,}155\ \text{kPa}$$

e

$$dP = (\partial P)_v + (\partial P)_T = 0{,}664 - 1{,}155 = -0{,}491\ \text{kPa}$$

Discussão Claro que poderíamos ter resolvido esse problema com facilidade (e com exatidão) avaliando a pressão com a relação $P = RT/v$ do gás ideal no estado final (302 K e 0,87 m^3/kg) e no estado inicial (300 K e 0,86 m3/kg), considerando ainda sua diferença. Isso equivale a −0,491 kPa, que é exatamente o valor obtido anteriormente. Assim, as pequenas quantidades finitas (2 K, 0,01m^3/kg) podem ser aproximadas como quantidades diferenciais com razoável precisão.

Relações diferenciais parciais

Vamos, agora, reescrever a Eq. 12–3 como

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12–4}$$

onde

$$M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \quad \text{e} \quad N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$$

Tomando a derivada parcial de M em relação a y e a derivada parcial de N em relação a x, temos

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial x\,\partial y} \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial y\,\partial x}$$

A ordem da diferenciação é irrelevante para as propriedades, pois elas são funções contínuas em todos os pontos e têm diferenciais exatas. Assim, as duas relações anteriores são idênticas:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12–5}$$

Essa é uma relação importante para derivadas parciais, usada no cálculo para testar se a diferencial dz é exata ou inexata. Na termodinâmica, essa relação forma a base do desenvolvimento das relações de Maxwell discutidas na próxima seção.

Finalmente, desenvolvemos duas relações importantes para as derivadas parciais – a relação de reciprocidade e a relação cíclica. A função $z = z(x, y)$ também pode ser expressa como $x = x(y, z)$ se y e z forem consideradas como variáveis independentes. Dessa maneira, a diferencial total de x torna-se, pela Eq. 12–3,

$$dx = \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y dz \tag{12–6}$$

Eliminando dx pela combinação das Eqs. 12–3 e 12–6, temos

$$dz = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dz$$

Rearranjando,

$$\left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy = \left[1 - \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right] dz \tag{12–7}$$

As variáveis y e z são independentes uma da outra e podem, assim, variar de maneira independente. Por exemplo, y pode ser mantido constante ($dy = 0$) e z pode

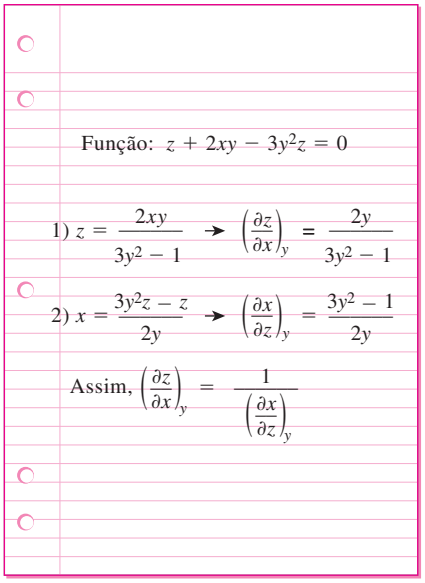

Função: $z + 2xy - 3y^2z = 0$
1) $z = \frac{2xy}{3y^2 - 1} \rightarrow \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \frac{2y}{3y^2 - 1}$
2) $x = \frac{3y^2z - z}{2y} \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \frac{3y^2 - 1}{2y}$
Assim, $\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \frac{1}{\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y}$

FIGURA 12–6 Demonstração da relação de reciprocidade da função $z + 2xy - 3y^2z = 0$.

FIGURA 12–7 Diferenciais parciais são ferramentas poderosas que devem facilitar a vida, e não dificultá-la.
BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

variar em uma determinada faixa de valores ($dz \neq 0$). Portanto, para que essa equação seja válida a qualquer momento, os termos nos colchetes devem ser iguais a zero, independentemente dos valores de y e z. Igualando a zero os termos entre os colchetes, temos

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = 1 \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \frac{1}{(\partial z/\partial x)_y} \qquad \textbf{(12–8)}$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -\left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_x \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = -1 \qquad \textbf{(12–9)}$$

A primeira relação é chamada de **relação de reciprocidade** e mostra que o inverso de uma derivada parcial é igual à sua recíproca (Fig. 12–6). A segunda relação é chamada de **relação cíclica** e é frequentemente usada na termodinâmica (Fig. 12–7).

EXEMPLO 12–3 Verificação das relações cíclica e de reciprocidade

Usando a equação de gás ideal de estado, verifique (*a*) a relação cíclica e (*b*) a relação de reciprocidade a pressão constante P.

SOLUÇÃO As relações cíclica e de reciprocidade devem ser verificadas para um gás ideal.

Análise A equação de gás ideal de estado $Pv = RT$ envolve as três variáveis P, v e T. Duas dessas variáveis podem ser consideradas variáveis independentes, permanecendo a restante como variável dependente, em qualquer combinação.

(*a*) Substituindo x, y e z na Eq. 12–9 por P, v e T, respectivamente, podemos expressar a relação cíclica de um gás ideal como

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = -1$$

onde

$$P = P(v, T) = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2}$$

$$v = v(P, T) = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

$$T = T(P, v) = \frac{Pv}{R} \rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = \frac{v}{R}$$

Substituindo, temos

$$\left(-\frac{RT}{v^2}\right)\left(\frac{R}{P}\right)\left(\frac{v}{R}\right) = -\frac{RT}{Pv} = -1$$

que é o resultado desejado.
(*b*) A regra de reciprocidade de um gás ideal a P = constante pode ser expressa como

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{(\partial T/\partial v)_P}$$

Com a execução das diferenciações e substituições, temos

$$\frac{R}{P} = \frac{1}{P/R} \rightarrow \frac{R}{P} = \frac{R}{P}$$

Assim, a prova está concluída.

12–2 AS RELAÇÕES DE MAXWELL

As equações que se relacionam com as derivadas parciais das propriedades P, v, T e s de um sistema compressível simples são chamadas de *relações de Maxwell*. Elas são obtidas das quatro equações de Gibbs pela exploração dos diferenciais das propriedades termodinâmicas.

Duas das relações de Gibbs foram derivadas no Cap. 7 e expressas como

$$du = T\,ds - P\,dv \tag{12–10}$$

$$dh = T\,ds + v\,dP \tag{12–11}$$

As outras duas relações de Gibbs baseiam-se em duas novas combinações de propriedades – a **função *a* de Helmholtz** e a **função *g* de Gibbs**, definidas como

$$a = u - Ts \tag{12–12}$$

$$g = h - Ts \tag{12–13}$$

Por diferenciação, obtemos

$$da = du - T\,ds - s\,dT$$
$$dg = dh - T\,ds - s\,dT$$

Simplificando as relações anteriores com o uso das Eqs. 12–10 e 12–11, obtemos as duas outras relações de Gibbs para sistemas compressíveis simples:

$$da = -s\,dT - P\,dv \tag{12–14}$$

$$dg = -s\,dT + v\,dP \tag{12–15}$$

Um exame cuidadoso das quatro relações de Gibbs revela que elas são da forma

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12–4}$$

com

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12–5}$$

visto que u, h, a e g são propriedades e, portanto, seus diferenciais são exatos. Aplicando a Eq. 12–5 a cada uma delas, obtemos

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \tag{12–16}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \tag{12–17}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{12–18}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{12–19}$$

Essas são as chamadas **relações de Maxwell** (Fig. 12–8). Elas são extremamente úteis na termodinâmica pois fornecem um meio de determinar a variação na entropia, que não pode ser medida diretamente pela simples medição das variações nas

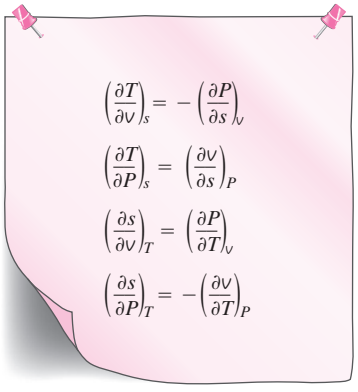

$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$
$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$
$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$
$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$

FIGURA 12–8 As relações de Maxwell são extremamente úteis na análise termodinâmica.

propriedades P, v e T. Observe que as relações de Maxwell dadas anteriormente são limitadas a sistemas compressíveis simples. Contudo, outras relações semelhantes podem ser escritas facilmente para sistemas não tão simples, tais como aqueles que envolvem efeitos elétricos, magnéticos e outros.

EXEMPLO 12–4 Verificação das relações de Maxwell

Verifique a validade da última relação de Maxwell (Eq. 12–19) para vapor de água a 250 °C e 300 kPa.

SOLUÇÃO A validade da última relação de Maxwell deve ser verificada para vapor de água em um estado especificado.

Análise A última relação de Maxwell afirma que para uma substância compressível simples, a variação da entropia com a pressão a temperatura constante é igual ao negativo da variação em volume específico com a temperatura a pressão constante.

Se tivéssemos relações analíticas explícitas para a entropia e volume específico de vapor expressos por outras propriedades, poderíamos facilmente verificar essa afirmação fazendo as derivações indicadas. Entretanto, tudo o que temos para vapor são tabelas de propriedades listadas em determinados intervalos. Assim, o único caminho que podemos tomar para solucionar esse problema é substituir as quantidades diferenciais na Eq. 12–19 pelas diferenças finitas correspondentes e usar os valores de propriedade das tabelas (Tab. A–6 neste caso) no entorno do estado especificado. Assim,

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \stackrel{?}{=} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

$$\left(\frac{\Delta s}{\Delta P}\right)_{T\,=\,250\,^\circ\mathrm{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_{P\,=\,300\ \mathrm{kPa}}$$

$$\left[\frac{s_{400\ \mathrm{kPa}} - s_{200\ \mathrm{kPa}}}{(400 - 200)\ \mathrm{kPa}}\right]_{T\,=\,250\,^\circ\mathrm{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left[\frac{v_{300\,^\circ\mathrm{C}} - v_{200\,^\circ\mathrm{C}}}{(300 - 200)^\circ\mathrm{C}}\right]_{P\,=\,300\ \mathrm{kPa}}$$

$$\frac{(7{,}3804 - 7{,}7100)\ \mathrm{kJ/kg{\cdot}K}}{(400 - 200)\ \mathrm{kPa}} \stackrel{?}{\cong} -\frac{(0{,}87535 - 0{,}71643)\ \mathrm{m^3/kg}}{(300 - 200)^\circ\mathrm{C}}$$

$$-0{,}00165\ \mathrm{m^3/kg{\cdot}K} \cong -0{,}00159\ \mathrm{m^3/kg{\cdot}K}$$

uma vez que kJ = kPa·m^3 e K ≡ °C para as diferenças de temperatura. Os dois valores diferem em menos de 4%. Essa diferença se deve à substituição das quantidades diferenciais por quantidades finitas relativamente grandes. Com base na proximidade entre os dois valores, o vapor parece satisfazer a Eq. 12–19 no estado especificado.

Discussão Este exemplo mostra que a variação da entropia de um sistema compressível simples durante um processo isotérmico pode ser determinada pelo conhecimento das propriedades facilmente mensuráveis P, v e T.

12–3 A EQUAÇÃO DE CLAPEYRON

As relações de Maxwell têm implicações de longo alcance na termodinâmica e são geralmente usadas para derivar relações termodinâmicas úteis. A equação de Clapeyron é uma relação desse tipo e nos permite determinar a variação da entalpia associada a uma mudança de fase (como a entalpia de vaporização h_{lv}) pelo conhecimento dos dados de P, v e T.

Considere a terceira relação de Maxwell, Eq. 12–18:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v} = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_{T}$$

Durante um processo de mudança de fase, a pressão é a da saturação, que depende somente da temperatura e é independente do volume específico. Ou seja, $P_{sat} = f(T_{sat})$. Portanto, a derivada parcial $(\partial P/\partial T)_v$ pode ser expressa como uma derivada total $(dP/dT)_{sat}$, que é a inclinação da curva de saturação em um diagrama *P-T* em um estado de saturação especificado (Fig. 12–9). Essa inclinação não depende do volume específico e por isso pode ser tratada como uma constante durante a integração da Eq. 12–18 entre o estado de líquido saturado e vapor saturado na mesma temperatura de saturação. Para um processo isotérmico de mudança de fase líquido-vapor, por exemplo, a integração resulta em

$$s_v - s_l = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} (v_v - v_l) \qquad \textbf{(12–20)}$$

ou

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{s_{lv}}{v_{lv}} \qquad \textbf{(12–21)}$$

Durante esse processo a pressão também permanece constante. Desse modo, pela Eq. 12–11,

$$dh = T\,ds + v\,\overbrace{dP}^{0} \rightarrow \int_l^v dh = \int_l^v T\,ds \rightarrow h_{lv} = Ts_{lv}$$

Substituindo esse resultado na Eq. 12–21, obtemos

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{lv}}{Tv_{lv}} \qquad \textbf{(12–22)}$$

que é chamada de **equação de Clapeyron**, em homenagem ao engenheiro e físico francês E. Clapeyron (1799-1864). Essa é uma importante relação da termodinâmica, pois nos permite determinar a entalpia de vaporização h_{lv} em uma dada temperatura pela simples medição da inclinação da curva de saturação em um diagrama *P-T* e o volume específico de líquido saturado e vapor saturado a uma determinada temperatura.

A equação de Clapeyron é aplicável a qualquer processo de mudança de fase que ocorra a temperatura e pressão constantes. Ela pode ser expressa, de forma geral, como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{12}}{Tv_{12}} \qquad \textbf{(12–23)}$$

onde os subscritos 1 e 2 indicam as duas fases.

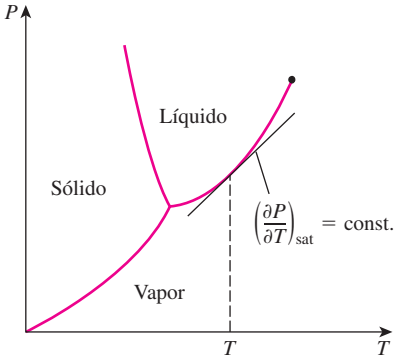


FIGURA 12–9 A inclinação da curva de saturação em um diagrama *P-T* é constante em uma *T* ou *P* constante.

EXEMPLO 12–5 Avaliação da entalpia de vaporização h_{lv} de uma substância com base em dados *P-v-T*

Utilizando a equação de Clapeyron, calcule o valor da entalpia de vaporização do refrigerante-134a a 20 °C e compare-o com o valor tabelado.

(*continua*)

(*continuação*)

SOLUÇÃO A entalpia de vaporização h_{lv} do refrigerante-134a deve ser determinada com a equação de Clapeyron.

Análise De acordo com a Eq. 12–22,

$$h_{lv} = Tv_{lv}\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}}$$

e, da Tab. A–11, temos

$$v_{lv} = (v_v - v_l)_{@\ 20\ ^\circ\text{C}} = 0{,}035969 - 0{,}0008161 = 0{,}035153\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat, 20 °C}} \cong \left(\frac{\Delta P}{\Delta T}\right)_{\text{sat, 20 °C}} = \frac{P_{\text{sat @ 24 °C}} - P_{\text{sat @ 16 °C}}}{24\ ^\circ\text{C} - 16\ ^\circ\text{C}}$$

$$= \frac{646{,}18 - 504{,}58\ \text{kPa}}{8\ ^\circ\text{C}} = 17{,}70\ \text{kPa/K}$$

uma vez que $\Delta T(^\circ\text{C}) \equiv \Delta T(\text{K})$. Substituindo, obtemos

$$h_{lv} = (293{,}15\ \text{K})(0{,}035153\ \text{m}^3/\text{kg})(17{,}70\ \text{kPa/K})\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= \mathbf{182{,}40\ kJ/kg}$$

O valor tabelado de h_{lv} a 20 °C é 182,27 kJ/kg. A pequena diferença entre os dois valores é decorrente da aproximação usada na determinação da inclinação da curva de saturação a 20 °C.

A equação de Clapeyron pode ser simplificada para as mudanças de fase líquido-vapor e sólido-vapor com a utilização de algumas aproximações. A baixas pressões, $v_v \gg v_l$, e consequentemente, $v_{lv} \cong v_v$. Ao tratarmos o vapor como um gás ideal, temos $v_v = RT/P$. Substituindo essas aproximações na Eq. 12–22, encontramos

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{Ph_{lv}}{RT^2}$$

ou

$$\left(\frac{dP}{P}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_{lv}}{R}\left(\frac{dT}{T^2}\right)_{\text{sat}}$$

Para intervalos de temperatura pequenos, h_{lv} pode ser considerada uma constante para algum valor médio. A integração dessa equação entre dois estados de saturação resulta em

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{lv}}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}} \qquad \textbf{(12–24)}$$

Essa equação é chamada de **equação de Clapeyron-Clausius** e pode ser usada para determinar a variação da pressão de saturação com a temperatura. Ela também pode ser usada na região de sólido-vapor pela substituição de h_{lv} pela h_{sv} (a entalpia de sublimação) da substância.

EXEMPLO 12–6 Extrapolação de dados tabelados com a equação de Clapeyron

Determine a pressão de saturação do refrigerante-134a a −50 °F usando os dados disponíveis nas tabelas de refrigerantes.

SOLUÇÃO A pressão de saturação do refrigerante-134a deve ser determinada com a utilização dos dados tabelados.

Análise A Tab. A–11E lista os dados de saturação em temperaturas de −40 °F e superiores. Portanto, devemos recorrer a outras fontes ou usar a extrapolação para obter dados de saturação em temperaturas mais baixas. A Eq. 12–24 fornece uma maneira inteligente de extrapolar:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{lv}}{R}\left(\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}}$$

Em nosso caso, $T_1 = -40$ °F e $T_2 = -50$ °F. Para o refrigerante-134a, $R = 0{,}01946$ Btu/lbm·R. Ainda na Tab. A–11E a −40 °F, lemos $h_{lv} = 97{,}100$ Btu/lbm·R e $P_1 = P_{\text{sat @ } -40\,^\circ\text{F}} = 7{,}432$ psia. Substituindo esses valores na Eq. 12–24, temos

$$\ln\left(\frac{P_2}{7{,}432\ \text{psia}}\right) \cong \frac{97{,}100\ \text{Btu/lbm}}{0{,}01946\ \text{Btu/lbm·R}}\left(\frac{1}{420\ \text{R}}-\frac{1}{410\ \text{R}}\right)$$

$$P_2 \cong \mathbf{5{,}56\ psia}$$

De acordo com a Eq. 12–24, a pressão de saturação do refrigerante-134a a −50 °F é 5,56 psia. O valor real, obtido de outra fonte, é 5,506 psia. Assim, o valor previsto pela Eq. 12–24 tem uma margem de erro de aproximadamente 1,0%, o que é bem aceitável para a maioria das finalidades. (Porém, se tivéssemos usado extrapolação linear, teríamos obtido 5,134 psia, que tem uma margem de erro de aproximadamente 7,0%.)

12–4 RELAÇÕES GERAIS PARA *du*, *dh*, *ds*, c_v E c_p

O postulado de estado estabelece que o estado de um sistema simples e compressível é completamente determinado por duas propriedades intensivas independentes. Portanto, pelo menos teoricamente, é possível calcular todas as propriedades de um sistema em qualquer estado, desde que sejam disponíveis os valores de duas propriedades intensivas independentes. Essa é, com certeza, uma boa notícia quando se lida com propriedades que não podem ser medidas diretamente, como energia interna, entalpia e entropia. Entretanto, o cálculo dessas propriedades com base em outras mensuráveis depende da disponibilidade de relações simples e exatas entre os dois grupos.

Nesta seção, desenvolvemos relações gerais para variações em energia interna, entalpia e entropia, apenas em termos de pressão, volume específico, temperatura e calores específicos. Desenvolvemos, também, algumas relações gerais incluindo calores específicos. As relações desenvolvidas permitem-nos determinar as *variações* nessas propriedades. Os valores de propriedade em estados específicos só podem ser determinados após a seleção de um estado de referência, cuja escolha é bastante arbitrária.

Variações da energia interna

Escolhemos a energia interna como uma função de T e v; isto é, $u = u(T, v)$, e consideramos a diferencial total (Eq. 12–3):

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Usando a definição de c_v, temos

$$du = c_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \qquad \textbf{(12–25)}$$

Escolhemos agora a entropia como uma função de T e v; isto é, $s = s(T, v)$, e consideramos a diferencial total,

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv \qquad \textbf{(12–26)}$$

Substituindo isso para $T\,ds$ *na relação* $du = T\,ds - P\,dv$ resulta em

$$du = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P\right] dv \qquad \textbf{(12–27)}$$

Igualando os coeficientes de dT e dv nas Eqs. 12–25 e 12–27 temos

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{c_v}{T}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P \qquad \textbf{(12–28)}$$

Utilizando a terceira relação de Maxwell (Eq. 12–18), obtemos

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P$$

Substituindo isso na Eq. 12–25, obtemos a relação desejada para du:

$$du = c_v\, dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \qquad \textbf{(12–29)}$$

A variação na energia interna de um sistema compressível simples associada a uma mudança de estado de (T_1, v_1) para (T_2, v_2) é determinada pela integração:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \qquad \textbf{(12–30)}$$

Variações na entalpia

A relação geral de dh é determinada exatamente da mesma maneira. Desta vez, escolhemos a entalpia como uma função de T e P; isto é, $h = h(T, P)$, e consideramos a diferencial total,

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

Usando a definição de c_p, temos

$$dh = c_p\, dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \qquad \textbf{(12–31)}$$

Escolhemos agora a entropia como uma função de T e P; isto é, $s = s(T, P)$, e consideramos a diferencial total

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP \tag{12–32}$$

Substituindo isso para $T\,ds$ *na relação* $dh = T\,ds + v\,dP$, temos

$$dh = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left[v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T\right] dP \tag{12–33}$$

Igualando os coeficientes de dT e dP nas Eqs. 12–31 e 12–33, obtemos

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{c_p}{T}$$
$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \tag{12–34}$$

Utilizando a quarta relação de Maxwell (Eq. 12–19), temos

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

Substituindo isso na Eq. 12–31, obtemos a relação desejada para dh:

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{12–35}$$

A variação na entalpia de um sistema compressível simples associada a uma mudança de estado de (T_1, P_1) para (T_2, P_2) é determinada pela integração:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\,dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{12–36}$$

Na realidade, basta determinar $u_2 - u_1$ com a Eq. 12–30 ou $h_2 - h_1$ com a Eq. 12–36, dependendo de qual equação é a mais adequada para os dados disponíveis. O outro pode ser facilmente determinado usando a definição de entalpia $h = u + Pv$:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (P_2v_2 - P_1v_1) \tag{12–37}$$

Variações da entropia

A seguir, desenvolveremos duas relações gerais para a variação da entropia de um sistema compressível simples.

A primeira relação é obtida pela substituição da primeira derivada parcial no diferencial total ds (Eq. 12–26) pela Eq. 12–28, e a segunda derivada parcial pela terceira relação de Maxwell (Eq. 12–18), o que resulta em

$$ds = \frac{c_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{12–38}$$

e

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T}\,dT + \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{12–39}$$

A segunda relação é obtida ao se substituir a primeira derivada parcial no diferencial total de *ds* (Eq. 12–32) pela Eq. 12–34, e a segunda derivada parcial é obtida pela quarta relação de Maxwell (Eq. 12–19), o que resulta em

$$ds = \frac{c_P}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \qquad \textbf{(12–40)}$$

e

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T}\,dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \qquad \textbf{(12–41)}$$

Cada uma das relações pode ser usada para determinar a variação na entropia. A escolha adequada depende dos dados disponíveis.

Calores específicos c_v e c_p

Lembre-se de que os calores específicos de um gás ideal dependem apenas da temperatura. Para uma substância pura qualquer, porém, os calores específicos dependem do volume ou pressão específica, além da temperatura. Desenvolveremos a seguir algumas relações gerais para associar os calores específicos de uma substância à sua pressão, ao seu volume específico e à sua temperatura.

Para baixas pressões, os gases se comportam como gases ideais, e seus calores específicos dependem essencialmente da temperatura. Esses calores específicos são chamados de *pressão zero* ou *calores específicos do gás ideal* (representados por c_{v0} e c_{p0}) e são relativamente mais fáceis de serem determinados. No entanto, é desejável ter algumas relações gerais que nos permitam calcular os calores específicos a altas pressões (ou em volumes específicos menores) por meio de c_{v0} ou c_{p0} e o comportamento de P-v-T da substância. Essas relações são obtidas com a aplicação do teste da exatidão (Eq. 12–5) nas Eqs. 12–38 e 12–40, o que resulta

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \qquad \textbf{(12–42)}$$

e

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \qquad \textbf{(12–43)}$$

O desvio c_p de c_{p0} com o aumento de pressão, por exemplo, é determinado pela integração da Eq. 12–43 desde a pressão zero até uma pressão P ao longo de uma trajetória isotérmica:

$$(c_p - c_{p0})_T = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP \qquad \textbf{(12–44)}$$

A integração do segundo membro exige apenas o conhecimento do comportamento de P-v-T da substância. A notação indica que v deve ser derivado duas vezes em relação a T, mantendo-se P constante. A expressão resultante deve ser integrada em relação a P, enquanto T é mantida constante.

Uma outra relação geral desejável no que diz respeito aos calores específicos é a que relaciona os dois calores específicos c_p e c_v. A vantagem dessa relação é óbvia: precisaremos determinar apenas um calor específico (geralmente c_p) e calcular o outro usando essa relação e os dados P-v-T da substância. Começamos o desen-

volvimento dessa relação igualando as duas relações *ds* (Eqs. 12–38 e 12–40) e considerando *dT*, obtendo:

$$dT = \frac{T(\partial P/\partial T)_v}{c_p - c_v}\,dv + \frac{T(\partial v/\partial T)_P}{c_p - c_v}\,dP$$

Escolhendo $T = T(v, P)$ e diferenciando, temos

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P dv + \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v dP$$

Igualando o coeficiente dv ou dP de qualquer uma das duas equações anteriores obtém-se o resultado desejado:

$$c_p - c_v = T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \qquad \textbf{(12–45)}$$

Uma alternativa para essa relação é obtida com o uso da relação cíclica:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P \left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = -1 \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

Substituindo o resultado na Eq. 12–45 temos

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \qquad \textbf{(12–46)}$$

Essa relação pode ser expressa por meio de duas outras propriedades termodinâmicas chamadas de **expansividade volumétrica** β e **compressibilidade isotérmica** α (Fig. 12–10), definidas como

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \qquad \textbf{(12–47)}$$

e

$$\alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T \qquad \textbf{(12–48)}$$

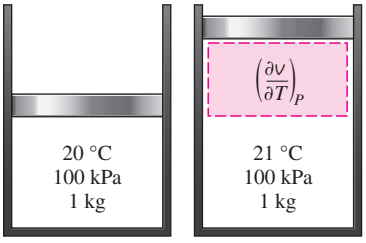
Substituindo essas duas relações na Eq. 12–46, obtemos uma terceira relação geral para $c_p - c_v$:

$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha} \qquad \textbf{(12–49)}$$

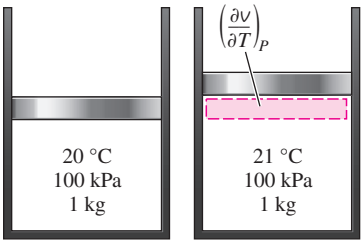
Essa é a chamada **relação de Mayer,** em homenagem ao médico e físico alemão J. R. Mayer (1814-1878). Podemos extrair várias conclusões dessa equação:

1. A compressibilidade isotérmica α é uma quantidade positiva para todas as substâncias em todas as fases. A expansividade volumétrica pode ser negativa para algumas substâncias (como água líquida abaixo de 4 °C), mas seu quadrado é sempre positivo ou nulo. A temperatura *T* nessa relação é uma temperatura termodinâmica, que também é positiva. Portanto, concluímos que *o calor específico a pressão constante é sempre maior ou igual ao calor específico a volume constante*:

$$c_p \geq c_v \qquad \textbf{(12–50)}$$



(*a*) Uma substância com um grande valor de β



(*b*) Uma substância com um pequeno valor de β

FIGURA 12–10 A expansividade volumétrica (também chamada de *coeficiente de expansão volumétrica*) é uma medida da variação do volume com a temperatura a pressão constante.

2. A diferença entre c_p e c_v aproxima-se de zero à medida que a temperatura absoluta também se aproxima de zero.
3. Os dois calores específicos são idênticos para substâncias absolutamente incompressíveis pois v = constante. A diferença entre os dois calores específicos é muito pequena e geralmente é desprezada em substâncias que sejam aproximadamente incompressíveis, como líquidos e sólidos.

EXEMPLO 12–7 Variação da energia interna de um gás van der Waals

Derive uma expressão para a variação de energia interna para um gás que obedeça a equação de estado de van der Waals. Considere que, no intervalo em questão, c_v varie de acordo com a relação $c_v = c_1 + c_2T$, onde c_1 e c_2 são constantes.

SOLUÇÃO Deve ser obtida uma expressão para a variação de energia interna de um gás van der Waals.

Análise A variação na energia interna de qualquer sistema compressível simples, em qualquer fase durante um processo, pode ser determinada pela Eq. 12–30:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv$$

A equação de estado de van der Waals é

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2}$$

Então,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v - b}$$

Assim,

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = \frac{RT}{v - b} - \frac{RT}{v - b} + \frac{a}{v^2} = \frac{a}{v^2}$$

Substituindo na equação, temos

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} (c_1 + c_2T)\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{a}{v^2}\, dv$$

Integrando, o resultado é

$$u_2 - u_1 = c_1(T_2 - T_1) + \frac{c_2}{2}(T_2^2 - T_1^2) + a\left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2}\right)$$

que é a relação desejada.

EXEMPLO 12–8 Energia Interna como uma função apenas da temperatura

Mostrar que a energia interna de (*a*) um gás ideal e (*b*) uma substância incompressível é uma função apenas da temperatura, $u = u(T)$.

SOLUÇÃO É preciso mostrar que $u = u(T)$ para gases ideais e substâncias incompressíveis.

Análise A variação diferencial na energia interna de um sistema geral compressível simples é dada pela Eq. 12–29 como

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv$$

(*a*) Para um gás ideal, $Pv = RT$. Então

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = T\left(\frac{R}{v}\right) - P = P - P = 0$$

Assim,

$$du = c_v\,dT$$

Para completarmos a prova, precisamos mostrar que c_v também não é uma função de v. Isso é feito com a ajuda da Eq. 12–42:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

Para um gás ideal, $P = RT/v$. Então

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v} \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v = \left[\frac{\partial (R/v)}{\partial T}\right]_v = 0$$

Portanto,

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = 0$$

o que confirma que c_v não varia com o volume específico. Ou seja, c_v também não é uma função do volume específico. Portanto, concluímos que a energia interna de um gás ideal é uma função apenas da temperatura (Fig. 12–11).
(*b*) Para uma substância incompressível, v = constante portanto, $dv = 0$. Ainda pela Eq. 12–49, temos que $c_p = c_v = c$ uma vez que $\alpha = \beta = 0$ para substâncias incompressíveis. Assim, a Eq. 12–29 se reduz a

$$du = c\,dT$$

Novamente precisamos mostrar que o calor específico c depende somente da temperatura e não da pressão ou do volume específico. Isso é feito com a ajuda da Eq. 12–43:

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P = 0$$

uma vez que v = constante. Portanto, concluímos que a energia interna de uma substância verdadeiramente incompressível depende somente da temperatura.

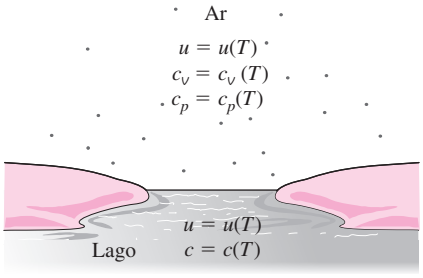


FIGURA 12–11 As energias internas e calores específicos de gases ideais e substâncias incompressíveis dependem apenas da temperatura.

EXEMPLO 12–9 A diferença dos calores específicos de um gás ideal

Mostrar que $c_p - c_v = R$ para um gás ideal.

SOLUÇÃO É preciso mostrar que a diferença entre os calores específicos de um gás ideal é igual à constante do gás.

(*continua*)

(*continuação*)

Análise Essa relação é facilmente provada ao se mostrar que o lado direito da Eq. 12–46 é equivalente à constante R do gás ideal:

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$P = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2} = \frac{P}{v}$$

$$v = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 = \left(\frac{R}{P}\right)^2$$

Substituindo,

$$-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -T\left(\frac{R}{P}\right)^2\left(-\frac{P}{v}\right) = R$$

Assim,

$$c_p - c_v = R$$

12–5 COEFICIENTE JOULE-THOMSON

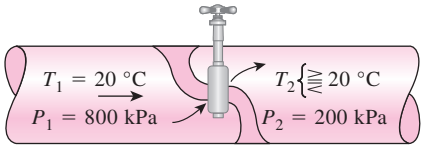


FIGURA 12–12 A temperatura de um fluido pode aumentar, diminuir ou permanecer constante durante o processo de estrangulamento.

Quando um fluido passa por uma restrição como um tampão poroso, um tubo capilar ou uma válvula comum, sua pressão diminui. Como mostramos no Cap. 5, a entalpia do fluido permanece aproximadamente constante durante esse processo de estrangulamento. Você deve lembrar que o fluido pode sofrer uma grande queda de temperatura como resultado do estrangulamento, o que forma a base da operação de refrigeradores e condicionadores de ar. Entretanto, nem sempre isso acontece. A temperatura do fluido pode permanecer inalterada ou pode até mesmo aumentar durante um processo de estrangulamento (Fig. 12–12).

O comportamento da temperatura de um fluido durante o processo de estrangulamento (h = constante) é descrito pelo **coeficiente Joule-Thomson**, definido como

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \qquad \textbf{(12–51)}$$

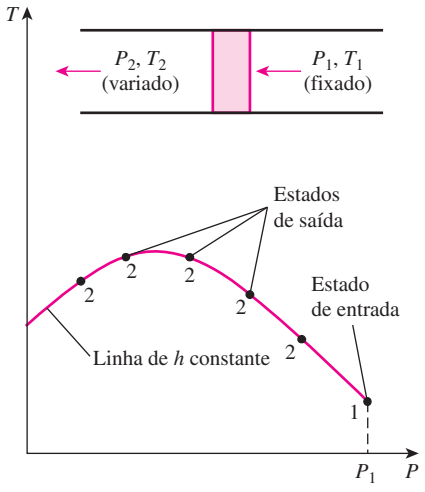


FIGURA 12–13 Desenvolvimento de uma linha h = constante em um diagrama P-T.

Dessa forma, o coeficiente Joule-Thomson é a medida da variação na temperatura com a pressão, durante um processo de entalpia constante. Observe que

$$\mu_{JT}\begin{cases} < 0 & \text{a temperatura aumenta} \\ = 0 & \text{a temperatura permanence constante} \\ > 0 & \text{a temperatura decresce} \end{cases}$$

durante um processo de estrangulamento.

Uma análise cuidadosa da Eq. 12–51 revela que o coeficiente Joule-Thomson representa a inclinação das linhas h = constante no diagrama T-P. Esses diagramas podem ser facilmente obtidos por meio das medições de temperatura e pressão durante os processos de estrangulamento. Um fluido de temperatura e pressão T_1 e P_1 fixas (portanto, entalpia fixa) é forçado a fluir através de um tampão poroso, no interior de um tubo, e a temperatura e pressão (T_2 e P_2) são medidas a jusante. O experimento é repetido para diferentes comprimentos de tampões porosos, cada um deles fornecendo um par diferente de T_2 e P_2. A plotagem das temperaturas contra as pressões nos fornece uma linha h = constante em um diagrama T-P, conforme mostrado na Fig. 12–13. Repetindo o experimento para diferentes pares de pressão e

temperatura de entrada e plotando os resultados, podemos criar um diagrama *T-P* de uma substância com várias linhas h = constante, conforme mostrado na Fig. 12–14.

Algumas linhas de entalpia constante do diagrama *T-P* passam por um ponto de inclinação zero ou coeficiente zero Joule-Thomson. A linha que une esses pontos é denominada **linha de inversão**, e a temperatura no ponto em que a linha de entalpia constante cruza com a linha de inversão é denominada **temperatura de inversão**. A temperatura no cruzamento da linha $P = 0$ (ordenada) com a parte superior da linha de inversão é denominada **temperatura máxima de inversão**. Observe que as inclinações das linhas h = constante são negativas ($\mu_{JT} < 0$) nos estados à direita da linha de inversão, e positivas ($\mu_{JT} > 0$) à esquerda da linha de inversão.

Um processo de estrangulamento ocorre ao longo da linha de entalpia constante, na direção da diminuição da pressão, ou seja, da direita para a esquerda. Portanto, a temperatura de um fluido aumenta durante o processo de estrangulamento que ocorre no lado direito da linha de inversão. Todavia, a temperatura de um fluido diminui durante o processo de estrangulamento que ocorre no lado esquerdo da linha de inversão. Fica claro nesse diagrama que não é possível obter um efeito de resfriamento por meio de estrangulamento, a menos que o fluido esteja abaixo de sua temperatura máxima de inversão. Isso acarreta um problema para as substâncias cuja temperatura máxima de inversão fica muito abaixo da temperatura ambiente. No caso do hidrogênio, por exemplo, a temperatura máxima de inversão é de −68 °C. Assim, o hidrogênio deverá ser resfriado abaixo dessa temperatura se o objetivo for a obtenção de mais resfriamento por meio de estrangulamento.

A seguir, vamos desenvolver uma expressão geral para o coeficiente Joule-Thomson em termos do calor específico, pressão, volume específico e temperatura. Isso é facilmente obtido realizando uma modificação da relação generalizada da variação da entalpia (Eq. 12–35)

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Para um processo h = constante, temos $dh = 0$. Então, essa equação pode ser reorganizada até obtermos

$$-\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = \mu_{JT} \qquad \textbf{(12–52)}$$

que é a equação desejada. Desse modo, o coeficiente Joule-Thomson pode ser determinado pelo conhecimento do calor específico a pressão constante e do comportamento *P-v-T* da substância. Claro que também é possível prever o calor específico a pressão constante de uma substância por meio da utilização do coeficiente Joule-Thomson (o qual é relativamente fácil de determinar) juntamente com os dados *P-v-T* da substância.

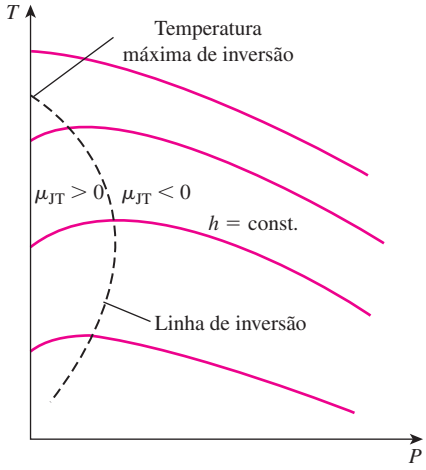


FIGURA 12–14 Linhas de entalpia constante de uma substância no diagrama *T-P*.

EXEMPLO 12–10 Coeficiente Joule-Thomson de um gás ideal

Demonstre que o coeficiente Joule-Thomson de um gás ideal é zero.

SOLUÇÃO Deve-se demonstrar que $\mu_{JT} = 0$ para um gás ideal.

Análise Para um gás ideal, $v = RT/P$, e assim,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

(*continua*)

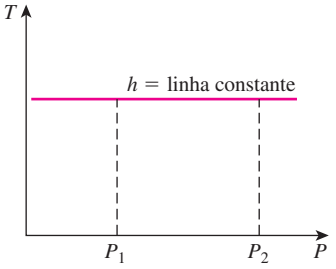


FIGURA 12–15 A temperatura de um gás ideal permanece constante durante o processo de estrangulamento, pois as linhas h = constante e T = constante em um diagrama T-P são coincidentes.

(continuação)

Substituindo este dado na Eq. 12–52, temos

$$\mu_{JT} = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\frac{R}{P}\right] = -\frac{1}{c_p}(v - v) = 0$$

Discussão Esse resultado não surpreende, pois a entalpia de um gás ideal é uma função apenas da temperatura, isto é, $h = h(T)$, o que exige que a temperatura permaneça constante quando a entalpia também permanece constante. Portanto, um processo de estrangulamento não pode ser utilizado para reduzir a temperatura de um gás ideal (Fig. 12–15).

12–6 AS VARIAÇÕES Δh, Δu E Δs DE GASES REAIS

Mencionamos muitas vezes que os gases a pressões baixas se comportam como gases ideais e obedecem à relação $Pv = RT$. As propriedades de gases ideais são relativamente fáceis de avaliar, pois as propriedades u, h, c_v e c_p dependem somente da temperatura. A pressões altas, porém, os gases se desviam consideravelmente do comportamento de um gás ideal, e se torna necessário levar em consideração esse desvio. No Cap. 3, consideramos o desvio das propriedades P, v e T, usando equações de estado mais complexas ou avaliando o fator de compressibilidade Z nos gráficos. Agora vamos ampliar a análise para avaliar as variações da entalpia, da energia interna e da entropia dos gases não ideais (reais), utilizando as relações gerais de du, dh e ds anteriormente desenvolvidas.

Variações da entalpia de gases reais

A entalpia de um gás real geralmente depende da pressão e também da temperatura. Assim, a variação da entalpia de um gás real durante um processo pode ser avaliada pela expressão geral de dh (Eq. 12–36)

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + \int_{P_1}^{P_2}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

onde P_1, T_1 e P_2, T_2 são as pressões e as temperaturas do gás nos estados inicial e final, respectivamente. Em um processo isotérmico, $dT = 0$ e o primeiro termo desaparece. Em um processo de pressão constante, $dP = 0$ e o segundo termo desaparece.

Propriedades são funções de ponto e, desse modo, a variação de uma propriedade entre dois estados especificados é a mesma, independentemente da trajetória seguida pelo processo. Esse fato pode ser utilizado para simplificar significativamente a integração da Eq. 12–36. Considere, por exemplo, o processo mostrado no diagrama T-s, Fig. 12–16. A variação da entalpia durante esse processo $h_2 - h_1$ pode ser determinada por integrações da Eq. 12–36 ao longo de uma trajetória consistindo em duas linhas isotérmicas (T_1 = constante e T_2 = constante) e uma linha isobárica (P_0 = constante), em vez da trajetória real de processo, conforme mostrado na Fig. 12–16.

Embora essa abordagem gere um aumento no número de integrações, ela na verdade as simplifica, pois uma propriedade permanece constante durante cada parte do processo. Pode-se fixar a pressão P_0 em um valor muito baixo ou zero, de modo que o gás possa ser tratado como um gás ideal durante o processo P_0 = constante. Utilizando um asterisco sobrescrito (*) para indicar um estado de gás ideal, podemos expressar a variação da entalpia de um gás real durante o processo 1-2 como

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_2^*) + (h_2^* - h_1^*) + (h_1^* - h_1) \qquad \textbf{(12–53)}$$

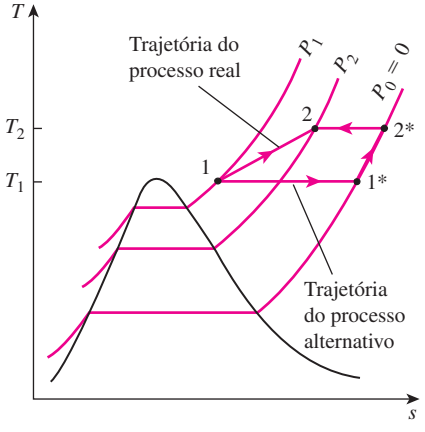


FIGURA 12–16 Processo com trajetória alternativa para avaliar as alterações de entalpia de gases reais.

onde, na Eq. 12–36,

$$h_2 - h_2^* = 0 + \int_{P_2^*}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP = \int_{P_0}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP \quad \textbf{(12–54)}$$

$$h_2^* - h_1^* = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + 0 = \int_{T_1}^{T_2} c_{p0}(T)\, dT \quad \textbf{(12–55)}$$

$$h_1^* - h_1 = 0 + \int_{P_1}^{P_1^*} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP = -\int_{P_0}^{P_1} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP \quad \textbf{(12–56)}$$

A diferença entre h e h^* é denominada **desvio da entalpia**, e isso representa a variação da entalpia de um gás com a pressão a uma temperatura fixa. O cálculo do desvio da entalpia exige o conhecimento do comportamento P-v-T do gás. Na falta desses dados, podemos utilizar a relação $Pv = ZRT$, onde Z é o fator de compressibilidade. Substituindo $v = ZRT/P$ e simplificando a Eq. 12–56, podemos escrever o desvio da entalpia em qualquer temperatura T e pressão P como

$$(h^* - h)_T = -RT^2 \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \frac{dP}{P}$$

A equação anterior pode ser generalizada utilizando-se as coordenadas reduzidas, usando $T = T_{cr}T_R$ e $P = P_{cr}P_R$. Depois de algumas manipulações algébricas, o desvio da entalpia pode ser expresso em uma forma adimensional como

$$Z_h = \frac{(\bar{h}^* - \bar{h})_T}{R_u T_{cr}} = T_R^2 \int_0^{P_R} \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R} d(\ln P_R) \quad \textbf{(12–57)}$$

onde Z_h é denominado **fator de desvio da entalpia**. A integral da Eq. 12–57 pode ser feita gráfica ou numericamente por meio da utilização de dados dos gráficos de compressibilidade para vários valores de P_R e T_R. Os valores de Z_h são apresentados em formato gráfico como uma função de P_R e T_R na Fig. A–29. Esse gráfico é denominado **diagrama generalizado do desvio da entalpia** e é utilizado para determinar o desvio da entalpia de um gás em uma determinada P e T, em relação à entalpia de um gás ideal na mesma T. Se substituirmos h^* por h_{ideal} para tornar isso mais claro, a Eq. 12–53 da variação da entalpia de um gás durante o processo 1-2 poderá ser reescrita como

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{ideal} - R_u T_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \quad \textbf{(12–58)}$$

ou

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_1)_{ideal} - RT_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \quad \textbf{(12–59)}$$

onde os valores de Z_h são determinados do diagrama generalizado do desvio da entalpia e $(\bar{h}_2 = \bar{h}_1)_{ideal}$ é determinado das tabelas de gás ideal. Observe que os últimos termos na parte direita da equação equivalem a zero para um gás ideal.

Variações da energia interna de gases reais

A variação da energia interna de um gás real é determinada relacionando-a à variação da entalpia por meio da definição $\bar{h} = \bar{u} + P\bar{v} = \bar{u} + ZR_uT$:

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2T_2 - Z_1T_1) \quad \textbf{(12–60)}$$

Variações da entropia de gases reais

A variação da entropia de um gás real é determinada seguindo uma abordagem semelhante à utilizada para a variação da entalpia. Há alguma diferença no procedimento, uma vez que a entropia do gás ideal é dependente da pressão e também da temperatura.

A relação geral para *ds* (Eq. 12–41) foi expressa como

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T}\,dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

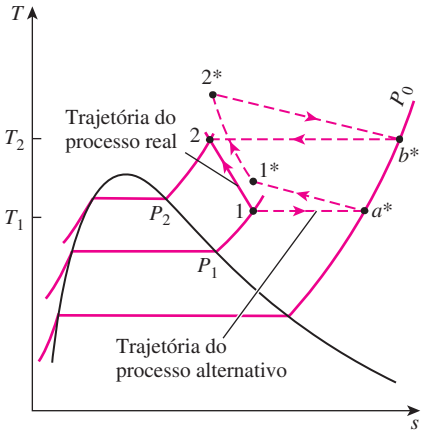


FIGURA 12–17 Processo com trajetória alternativa para avaliar as alterações de entropia de gases reais durante o processo 1-2.

onde P_1, T_1 e P_2, T_2 são as pressões e as temperaturas do gás nos estados inicial e final, respectivamente. Neste ponto, devemos executar a integração da equação anterior, primeiro ao longo da linha T_1 = constante até a pressão zero, e então ao longo da linha $P = 0$ até T_2, e finalmente ao longo da linha T_2 = constante até P_2, como fizemos na entalpia. Entretanto, essa abordagem não é adequada para os cálculos de alteração de entropia, pois envolve o valor de entropia a pressão zero, que é infinito. Podemos evitar essa dificuldade, escolhendo uma outra trajetória (embora isso seja mais complexo) entre os dois estados, conforme mostrado na Fig. 12–17. Dessa forma, a alteração de entropia pode ser expressa como

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_b^*) + (s_b^* - s_2^*) + (s_2^* - s_1^*) + (s_1^* - s_a^*) + (s_a^* - s_1) \qquad \textbf{(12–61)}$$

Os estados 1 e 1* são idênticos ($T_1 = T_1^*$ e $P_1 = P_1^*$), e o mesmo ocorre para os estados 2 e 2*. Admite-se que o gás se comporta como um gás ideal nos estados imaginários 1* e 2*, e também nos estados intermediários. Portanto, a variação da entropia durante o processo 1*-2* pode ser determinada a partir das relações da variação da entropia de gases ideais. O cálculo da variação da entropia entre um estado real e o correspondente estado imaginário de gás ideal é mais complexo, e exige a utilização de diagramas generalizados de desvio da entropia, conforme explicamos a seguir.

Considere um gás a uma pressão *P* e temperatura *T*. Para determinar o quanto a entropia desse gás é diferente da entropia do gás ideal à mesma temperatura e à mesma pressão, consideremos um processo isotérmico partindo do estado real *P*, *T* até pressão zero (ou próxima de zero) e voltando ao estado imaginário de gás ideal *P**, *T** (indicado pelo * sobrescrito), conforme mostrado na Fig. 12–17. A variação da entropia durante esse processo isotérmico pode ser expressa como

$$(s_P - s_P^*)_T = (s_P - s_0^*)_T + (s_0^* - s_P^*)_T$$

$$= -\int_0^P \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP - \int_P^0 \left(\frac{\partial v^*}{\partial T}\right)_P dP$$

onde $v = ZRT/P$ e $v^* = v_{\text{ideal}} = RT/P$. Se executarmos as diferenciações e rearranjarmos a equação, obtemos

$$(s_P - s_P^*)_T = \int_0^P \left[\frac{(1 - Z)R}{P} - \frac{RT}{P}\left(\frac{\partial Zr}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Ao substituirmos $T = T_{cr}T_R$ e $P = P_{cr}P_R$ e rearranjarmos a equação, o desvio da entropia poderá ser expresso em um formato adimensional como

$$Z_s = \frac{(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}}{R_u} = \int_0^{P_R} \left[Z - 1 + T_R \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R} \right)_{P_R} \right] d(\ln P_R) \qquad \textbf{(12–62)}$$

A diferença $(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}$ é denominada **desvio da entropia**, e Z_s é chamado de **fator de desvio da entropia**. A integral na Eq. 12–62 pode ser executada pela utilização de dados dos diagramas de compressibilidade. Os valores de Z_s são apresentados na forma gráfica como uma função de P_R e T_R na Fig. A–30. Esse gráfico é denominado **diagrama generalizado do desvio da entropia** e é utilizado para determinar o desvio da entropia de um gás em determinada P e T, por meio da entropia de um gás ideal às mesmas P e T. Se substituirmos s^* por s_{ideal} para tornar isso mais claro, a Eq. 12–61 da variação da entropia de um gás durante o processo 1-2 poderá ser reescrita como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \qquad \textbf{(12–63)}$$

ou

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_1)_{\text{ideal}} - R(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \qquad \textbf{(12–64)}$$

onde os valores de Z_s são determinados no diagrama generalizado do desvio da entropia e a variação da entropia $(s_2 - s_1)_{\text{ideal}}$ é determinada pelas relações de gás ideal para a variação da entropia. Observe que os últimos termos à direita na equação equivalem a zero para um gás ideal.

EXEMPLO 12–11 Análise termodinâmica com as propriedades de um gás não ideal

Propano é comprimido isotermicamente em um arranjo pistão-cilindro de 200 °F e 200 psia a 800 psia (Fig. 12–18). Usando diagramas generalizados, determine o trabalho realizado e a transferência de calor por unidade de massa do propano.

SOLUÇÃO Propano é comprimido isotermicamente por um arranjo pistão-cilindro. O trabalho realizado e o calor transferido devem ser determinados usando gráficos generalizados.

Hipóteses **1** O processo de compressão é de quase-equilíbrio. **2** Variações das energias cinética e potencial são desprezadas.

Análise A temperatura e a pressão críticas do propano são $T_{cr} = 665{,}9$ R e $P_{cr} = 617$ psia, (Tab. A–1E), respectivamente. O propano permanece próximo da sua temperatura crítica, e é comprimido a uma pressão acima do seu valor crítico. Assim, é de se esperar que o propano tenha um comportamento desviado do gás ideal, e portanto deva ser tratado como um gás real.

O desvio da entalpia e os fatores de compressibilidade do propano dos estados inicial e final são determinados através dos diagramas generalizados (Figs. A–29 e A–15).

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1} &= \frac{T_1}{T_{cr}} = \frac{660 \text{ R}}{665{,}9 \text{ R}} = 0{,}991 \\ P_{R_1} &= \frac{P_1}{P_{cr}} = \frac{200 \text{ psia}}{617 \text{ psia}} = 0{,}324 \end{aligned}\right\} \rightarrow Z_{h_1} = 0{,}37 \quad \text{e} \quad Z_1 = 0{,}88$$

(*continua*)

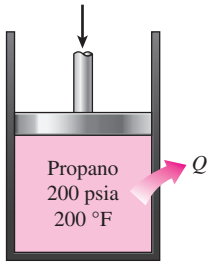


FIGURA 12–18 Esquema para o Exemplo 12–11.

(*continuação*)

e

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2} &= \frac{T_2}{T_{cr}} = \frac{660\ \text{R}}{665{,}9\ \text{R}} = 0{,}991 \\ P_{R_2} &= \frac{P_2}{P_{cr}} = \frac{800\ \text{psia}}{617\ \text{psia}} = 1{,}297 \end{aligned}\right\} \rightarrow Z_{h_2} = 4{,}2 \quad \text{e} \quad Z_2 = 0{,}22$$

Como uma aproximação, tratando o propano como um gás real com $Z_{\text{med}} = (Z_1 = Z_2)/2 = (0{,}88 + 0{,}22)/2 = 0{,}55$ temos

$$Pv = ZRT \cong Z_{\text{med}}RT = C = \text{constante}$$

Então o trabalho de fronteira torna-se

$$\begin{aligned} w_{f,\,\text{ent}} &= -\int_1^2 P\,dv = -\int_1^2 \frac{C}{v}\,dv = -C\ln\frac{v_2}{v_1} = -Z_{\text{med}}RT\ln\frac{Z_2RT/P_2}{Z_1RT/P_1} \\ &= -Z_{\text{med}}RT\ln\frac{Z_2P_1}{Z_1P_2} \\ &= -(0{,}55)(0{,}04504\ \text{Btu/lbm·R})(660\ \text{R})\ln\frac{(0{,}22)(200\ \text{psia})}{(0{,}88)(800\ \text{psia})} \\ &= \mathbf{45{,}3\ Btu/lbm} \end{aligned}$$

Assim,

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= RT_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + \overbrace{(h_2 - h_1)_{\text{ideal}}}^{0} \\ &= (0{,}04504\ \text{Btu/lbm·R})(665{,}9\ \text{R})(0{,}37 - 4{,}2) + 0 \\ &= -114{,}9\ \text{Btu/lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_2 - u_1 &= (h_2 - h_1) - R(Z_2T_2 - Z_1T_1) \\ &= (-114{,}9\ \text{Btu/lbm}) - (0{,}04504\ \text{Btu/lbm·R}) \\ &\quad \times [(0{,}22)(660\ \text{R}) - (0{,}88)(660\ \text{R})] \\ &= -95{,}3\ \text{Btu/lbm} \end{aligned}$$

Assim, o calor transferido durante esse processo pode ser determinado a partir da equação de balanço de energia do sistema fechado para o arranjo pistão-cilindro,

$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

$$q_{\text{ent}} + w_{f,\,\text{ent}} = \Delta u = u_2 - u_1$$

$$q_{\text{ent}} = (u_2 - u_1) - w_{f,\,\text{ent}} = -95{,}3 - 45{,}3 = -140{,}6\ \text{Btu/lbm}$$

O sinal negativo indica calor rejeitado. Portanto, o calor transferido para fora do sistema durante este processo é

$$q_{\text{sai}} = \mathbf{140{,}6\ Btu/lbm}$$

Discussão Observe que se a hipótese do gás ideal fosse usada para o propano, as magnitudes do trabalho de fronteira e o calor transferido teriam sido as mesmas (41,2 Btu/lbm). Portanto, a aproximação para um gás ideal iria subestimar o trabalho de fronteira em 9% e o calor transferido em 71%.

RESUMO

Algumas propriedades termodinâmicas podem ser medidas diretamente, porém isso não é possível em muitas dessas propriedades. É necessário desenvolver algumas relações entre esses dois grupos, de modo que se possa avaliar as propriedades que não podem ser medidas diretamente. As deduções se baseiam no fato de que as propriedades são funções de ponto e também no fato de o estado de um sistema simples compressível ser totalmente especificado por quaisquer duas propriedades independentes intensivas.

As equações que relacionam as derivadas parciais das propriedades P, v, T e s de uma substância simples compressível são denominadas *relações de Maxwell*. Elas são obtidas por meio das *quatro equações de Gibbs*, expressas como

$$du = T\,ds - P\,dv$$
$$dh = T\,ds + v\,dP$$
$$da = -s\,dT - P\,dv$$
$$dg = -s\,dT + v\,dP$$

As *relações de Maxwell* são

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$$
$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$$
$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$
$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

A *equação de Clapeyron* permite determinar a variação da entalpia associada a uma mudança de fase quando se conhece apenas os dados de P, v e T. Ela é expressa como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_{lv}}{Tv_{lv}}$$

Nos processos de mudança de fase líquido-vapor e sólido-vapor, a baixas pressões, ela pode ser aproximada como

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{lv}}{R}\left(\frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}\right)_{\text{sat}}$$

As variações da energia interna, da entalpia e da entropia de uma substância simples compressível podem ser expressas utilizando-se apenas a pressão, o volume específico, a temperatura e o calor específico:

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv$$
$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]dP$$
$$ds = \frac{c_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv$$

ou

$$ds = \frac{c_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

Para calores específicos, temos as seguintes relações gerais:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$
$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P$$
$$c_{p,T} - c_{p0,T} = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP$$
$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$
$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha}$$

onde β é a *expansividade volumétrica* e α é a *compressibilidade isotérmica*, definidas como

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \quad \text{e} \quad \alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$$

A diferença $c_p - c_v$ é igual a R para gases ideais e é zero para substâncias incompressíveis.

O comportamento da temperatura de um fluido durante o processo de estrangulamento (h = constante) é descrito pelo *coeficiente Joule-Thomson*, definido como

$$\mu_{\text{JT}} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h$$

O coeficiente Joule-Thomson é uma medida da variação da temperatura de uma substância com a pressão, durante um processo de entalpia constante, e também pode ser expresso como

$$\mu_{\text{JT}} = -\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]$$

As variações da entalpia, da energia interna e da entropia de gases reais podem ser determinadas, com exatidão, pela utilização dos *diagramas generalizados do desvio da entalpia* ou da *entropia* ao contabilizar o desvio em relação ao comportamento do gás ideal, utilizando as seguintes relações:

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{ideal}} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_2} - Z_{h_1})$$
$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2 T_2 - Z_1 T_1)$$
$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1})$$

onde os valores de Z_h e Z_s são determinados nos diagramas generalizados.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics.* 2. ed. New York: Wiley, 1997.
2. K. Wark, Jr. *Advanced Thermodynamics for Engineers.* New York: McGraw-Hill, 1995.

PROBLEMAS*

Derivadas parciais e relações associadas

12–1C Qual a diferença entre diferenciais parciais e diferenciais ordinárias?

12–2C Considere a função $z(x, y)$, suas derivadas parciais $(\partial z/\partial x)_y$ e $(\partial z/\partial y)_x$ e a derivada total dz/dx.

(*a*) Compare as magnitudes de $(\partial x)_y$ e dx.

(*b*) Compare as magnitudes de $(\partial z)_y$ e dz.

(*c*) Há alguma relação entre dz, $(\partial z)_x$ e $(\partial z)_y$?

12–3C Considere a função $z(x, y)$ e sua derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. Essa derivada parcial ainda pode ser uma função de x?

12–4C Considere a função $f(x)$ e sua derivada df/dx. Essa derivada pode ser determinada pela avaliação de dx/df e tomando-se o inverso do resultado obtido?

12–5 Considere o ar a 300 K e 1,2 m³/kg. Utilizando a Eq. 12–3, determine a variação da pressão correspondente a um aumento de (*a*) 1% na temperatura, a um volume específico constante, (*b*) 1% no volume específico, a uma temperatura constante e (*c*) 1% na temperatura e no volume específico.

12–6 Repita o Prob. 12–5, considerando o gás hélio em vez do ar.

12–7 O gás nitrogênio a 400 K e 300 kPa se comporta como um gás ideal. Calcule o c_p e o c_v do nitrogênio nesse estado, utilizando os dados de entalpia e de energia interna da Tab. A–18, e compare os resultados com os valores listados na Tab. A–2*b*.

12–8E Gás nitrogênio a 800 R e 50 psia se comporta como um gás ideal. Calcule o c_p e c_v do nitrogênio nesse estado utilizando os dados de entalpia e energia interna da Tab. A–18E, e compare-os com os valores listados na Tab. A–2E*b*.

Respostas: 0,250 Btu/lbm·R; 0,179 Btu/lbm·R

12–9 Considere um gás ideal a 400 K e 100 kPa. Como resultado de alguma perturbação, as condições do gás são alteradas para 404 K e 96 kPa. Calcule a alteração no volume específico do gás, utilizando (*a*) a Eq. 12–3 e considerando (*b*) a relação de gás ideal para cada estado.

12–10 Utilizando a equação de estado $P(v - a) = RT$, verifique (*a*) a relação cíclica e (*b*) a relação de reciprocidade a v constante.

12–11 Prove, considerando um gás ideal, que (*a*) as linhas de P = constante em um diagrama T-v são linhas retas, e que (*b*) as linhas a alta pressão têm inclinações maiores do que as linhas de pressão baixa.

12–12 Derive uma relação da inclinação das linhas de v = constante em um diagrama T-P para um gás que obedeça à equação de estado de van der Waals. *Resposta:* $(v - b)/R$

Relações de Maxwell

12–13 Verifique a validade da última relação de Maxwell (Eq. 12–19) para o refrigerante-134a a 50 °C e 0,7 MPa.

12–14 Reconsidere o Prob. 12–13. Utilizando o EES (ou outro programa), verifique a validade da última relação de Maxwell para o refrigerante-134a no estado especificado.

12–15E Verifique a validade da última relação de Maxwell (Eq. 12–19) para o vapor de água a 800 °F e 400 psia.

12–16 Utilizando as relações de Maxwell, determine a relação $(\partial s/\partial P)_T$ para um gás cuja equação de estado é $P(v - b) = RT$. *Resposta:* $-R/P$

12–17 Utilizando as relações de Maxwell, determine a relação $(\partial s/\partial v)_T$ para um gás cuja equação de estado é $(P - a/v^2)(v - b) = RT$.

12–18 Utilizando as relações de Maxwell e a equação de estado do gás ideal, determine a relação $(\partial s/\partial v)_T$ para um gás ideal. *Resposta:* R/v

12–19 Prove que $\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_s = \dfrac{k}{k-1}\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_v$.

12–20 Mostre como você avaliaria T, v, u, a, e g da função termodinâmica $h = h(s, P)$.

Equação de Clapeyron

12–21C Qual é a importância da equação de Clapeyron para a termodinâmica?

12–22C Quais aproximações estão envolvidas na equação de Clapeyron-Clausius?

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

12–23 Utilizando a equação de Clapeyron, calcule a entalpia de vaporização do vapor de água a 300 kPa, e compare com o valor tabelado.

12–24 Calcule o h_{lv} e s_{lv} do vapor de água a 120 °C pela equação de Clapeyron, e compare aos valores tabelados.

12–25E Determine o h_{lv} do refrigerante-134a a 10 °F com base (*a*) na equação de Clapeyron e (*b*) na equação de Clapeyron-Clausius. Compare seus resultados com o valor tabelado de h_{lv}.

12–26 Trace um diagrama da entalpia de vaporização do vapor de água como uma função da temperatura no intervalo de 10 °C a 200 °C, usando a equação de Clapeyron e os dados do vapor no EES.

12–27E 0,5 lbm de um vapor saturado é convertido para um líquido saturado por meio de seu resfriamento em um arranjo pistão-cilindro mantido a 50 psia. Durante a fase de conversão, o volume do sistema diminui em 1,5 pé^3, e 250 Btu de calor são removidos; a temperatura permanece fixa nos 15 °F. Calcule a temperatura do ponto de ebulição dessa substância, considerando uma pressão de 60 psia. *Resposta:* 480 R

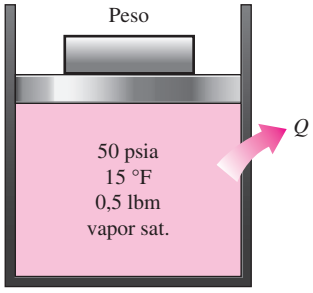


FIGURA P12–27E

12–28E Calcule a pressão de saturação P_{sat} da substância no Prob. 12–27E, considerando uma temperatura de 10 °F.

12–29E Calcule o s_{lv} da substância no Prob. 12–27E a 15 °F. *Resposta:* 1,05 Btu/lbm·R

12–30E A tabela de saturação para o refrigerante-134a, a 0 °F, lista o seguinte: P = 21,185 psia, h_{lv} = 90,886 Btu/lbm e v_{lv} = 2,1446 pé^3/lbm. Calcule a pressão de saturação do refrigerante-134a a −15 °F e −30 °F.

12–31E Uma tabela de propriedades para o cloreto de metil apresenta a pressão de saturação como 116,7 psia a 100 °F. A 100 °F, essa tabela também lista h_{lv} = 154,85 Btu/lbm e v_{lv} = 0,86332 pé^3/lbm. Calcule a pressão de saturação P_{sat} do cloreto de metil a 90 °F e 110 °F.

12–32 Mostre que $c_{p,v} - c_{p,l} = T\left(\dfrac{\partial (h_{lv}/T)}{\partial T}\right)_P + v_{lv}\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_{sat}$.

Relações gerais para *du*, *dh*, *ds*, c_v e c_p

12–33C A variação do calor específico c_p com a pressão, em certa temperatura, pode ser determinada apenas com o conhecimento dos dados P-v-T?

12–34E Calcule a diferença do calor específico $c_p - c_v$ para água líquida a 1.000 psia e 300 °F. *Resposta:* 0,183 Btu/lbm·R

12–35 Calcule a expansividade volumétrica β e a compressibilidade isotérmica α do refrigerante-134a a 200 kPa e 30 °C.

12–36 Determine a mudança na energia interna do ar em kJ/kg, considerando que ele é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 1 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.

12–37 Determine a mudança na entalpia do ar em kJ/kg, considerando que ele é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 0,01 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.
Respostas: 290 kJ/kg; 285 kJ/kg.

12–38 Determine a mudança na entropia do ar em kJ/kg, considerando que ele é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 0,01 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.

12–39 Determine a mudança na energia interna do hélio em kJ/kg, considerando que o gás é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 0,01 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.

12–40 Determine a mudança na entalpia do hélio em kJ/kg, considerando que o gás é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 0,01 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.

12–41 Determine a mudança na entropia do hélio em kJ/kg, considerando que o gás é submetido a uma mudança de estado de 100 kPa e 20 °C para 600 kPa e 300 °C. Utilize a equação de estado $P(v - a) = RT$, onde a = 0,01 m^3/kg, e compare o resultado com o valor obtido por meio da equação de estado do gás ideal.
Respostas: −0,239 kJ/kg·K; −0,239 kJ/kg·K

12–42 Derive expressões para (*a*) Δu, (*b*) Δh e (*c*) Δs considerando um gás que obedeça a equação de estado $P(v - a) = RT$, em um processo isotérmico.
Respostas: (*a*) 0; (*b*) $a(P_2 - P_1)$; (*c*) $-R \ln (P_2/P_1)$

12–43 Deduza expressões para $(\partial u/\partial P)_T$ e $(\partial h/\partial v)_T$ envolvendo somente P, v e T.

12–44 Mostre que $c_p - c_v = T\left(\dfrac{\partial P}{\partial T}\right)_v \left(\dfrac{\partial v}{\partial T}\right)_P$.

12–45 A temperatura pode alternativamente ser definida como

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v$$

Prove que essa definição reduz a variação líquida da entropia de dois sistemas a volumes constantes preenchidos com substâncias compressíveis simples para zero à medida que os dois sistemas se aproximam do equilíbrio térmico.

12–46 Deduza uma expressão para a expansividade volumétrica de uma substância cuja equação de estado é $P(v - a) = RT$.

12–47 Deduza uma expressão da diferença de calor específico de uma substância cuja equação de estado é $P(v - a) = RT$.

12–48 Deduza uma expressão para a compressibilidade isotérmica de uma substância cuja equação de estado é $P(v - a) = RT$.

12–49 Deduza uma expressão para a compressibilidade isotérmica de uma substância cuja equação de estado é

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v(v + b)T^{1/2}}$$

onde a e b são constantes empíricas.

12–50 Deduza uma expressão para a expansividade volumétrica de uma substância cuja equação de estado é

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v(v + b)T^{1/2}}$$

onde a e b são constantes empíricas.

12–51 Deduza uma expressão para a expansividade volumétrica de uma substância cuja equação de estado é

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 T}$$

onde a e b são constantes empíricas.

12–52 Mostre que $\beta = \alpha(\partial P/\partial T)_v$.

12–53 Demonstre que $k = \dfrac{c_p}{c_v} = -\dfrac{v\alpha}{(\partial v/\partial P)_s}$.

12–54 A função de Helmholtz de uma substância tem a forma

$$a = -RT \ln \frac{v}{v_0} - cT_0\left(1 - \frac{T}{T_0} + \frac{T}{T_0}\ln\frac{T}{T_0}\right)$$

onde T_0 e v_0 são a temperatura e volume específico em um estado de referência. Considerando essa expressão, mostre como obter P, h, s, c_v e c_p dessa expressão.

Coeficiente Joule-Thomson

12–55C O que representa o coeficiente Joule-Thomson?

12–56C Descreva a linha de inversão e a temperatura máxima de inversão.

12–57C A pressão de um fluido sempre diminui durante um processo de estrangulamento adiabático. Isso também é válido para a temperatura?

12–58C O coeficiente Joule-Thomson de uma substância varia com a temperatura a uma pressão fixa?

12–59C A temperatura do hélio será alterada se seu escoamento for estrangulado adiabaticamente de 300 K e 600 kPa para 150 kPa?

12–60E Calcule o coeficiente Joule-Thomson do nitrogênio a (*a*) 120 psia e 350 R e (*b*) 1.200 psia e 700 R. Use as propriedades do nitrogênio obtidas pelo EES ou de outra fonte.

12–61E Reconsidere o Prob. 12–60E. Usando o EES (ou outro programa), trace o coeficiente Joule-Thomson para o nitrogênio, considerando que a pressão varia de 100 psia a 1.500 psia para os valores de entalpia de 100 Btu/lbm, 175 Btu/lbm e 225 Btu/lbm. Discuta os resultados.

12–62 Vapor de água é levemente estrangulado a partir do estado de 1 MPa e 300 °C. Durante o processo, a temperatura do vapor aumenta, diminui ou permanece a mesma?

12–63E Calcule o coeficiente Joule-Thomson do refrigerante-134a a 40 psia e 60 °F. *Resposta:* 0,322 R/psia

12–64 Calcule o coeficiente Joule-Thomson do refrigerante-134a a 200 kPa e 90 °C.

12–65 A equação de estado de um gás é dada por $v = \dfrac{RT}{P} - \dfrac{bP}{T^2}$, onde b é uma constante. Use essa equação de estado para obter uma equação para a linha de inversão do coeficiente Joule-Thomson.

12–66 Demonstre que o coeficiente Joule-Thomson é dado por

$$\mu = \frac{T^2}{c_p}\left[\frac{\partial(v/T)}{\partial T}\right]_P.$$

12–67 Qual é a equação de estado mais geral em que o coeficiente Joule-Thomson é sempre zero?

As relações *dh*, *du* e *ds* dos gases reais

12–68C O que é desvio de entalpia?

12–69C No diagrama generalizado do desvio de entalpia, os valores normalizados do desvio parecem se aproximar de zero à medida que a pressão reduzida P_R também se aproxima de zero. Como você explica esse comportamento?

12–70C Por que o diagrama generalizado do desvio de entalpia é apresentado em função dos parâmetros P_R e T_R, e não de P e T?

12–71 Qual será o erro envolvido (*a*) na entalpia e (*b*) na energia interna do CO_2 a 350 K e 10 MPa, caso ele seja considerado um gás ideal? *Respostas:* (*a*) 50%; (*b*) 49%

12–72 Determine a variação da entalpia e da entropia do nitrogênio, por unidade de mol, para a mudança de estado de 225 K e 6 MPa para 320 K e 12 MPa considerando (*a*) o comportamento de gás ideal e (*b*) o desvio de comportamento do gás ideal, com o uso de diagramas generalizados.

12–73E Vapor de água saturado a 500 °F é expandido enquanto sua pressão é mantida constante, até que a sua temperatura seja de 1.000 °F. Calcule a mudança na entalpia específica e na entropia específica usando (*a*) os diagramas de desvio e (*b*) as tabelas de propriedades.
Respostas: (*a*) 270 Btu/lbm; 0,227 Btu/lbm·R;
(*b*) 313 Btu/lbm; 0,267 Btu/lbm·R

12–74E Vapor de água a 3.000 psia e 1.500 °F é expandido até 1.000 psia e 1.000 °F. Calcule a mudança na entalpia específica e na entropia específica desse vapor de água usando (*a*) os diagramas de desvio e (*b*) as tabelas de propriedades.

12–75 Vapor de água a 1.000 kPa e 600 °C é expandido até 500 kPa e 400 °C. Calcule a mudança na entalpia específica e na entropia específica desse vapor de água, utilizando os diagramas de desvio e as tabelas de propriedades.

12–76 Gás metano inicialmente a 0,8 MPa e −10 °C é comprimido adiabaticamente por um compressor em regime permanente até 6 MPa e 175 °C, a uma taxa de 0,2 kg/s. Utilizando diagramas generalizados, determine a potência necessária para o compressor.
Resposta: 79,9 kW

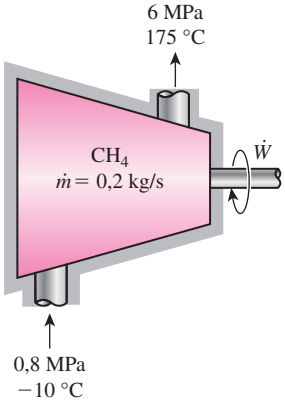


FIGURA P12–76

12–77 Gás propano inicialmente a 750 kPa e 177 °C deve ser comprimido adiabaticamente e reversivelmente em um dispositivo com escoamento em regime permanente até 7.000 kPa. Calcule o trabalho específico necessário para essa compressão, considerando o propano um gás ideal com calores específicos variáveis com a temperatura. Utilize os diagramas de desvio.

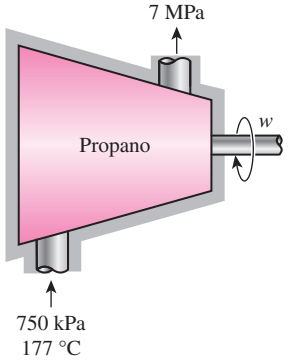


FIGURA P12–77

12–78E Oxigênio a 200 psia e 600 °F é expandido adiabaticamente e reversivelmente em um bocal para 70 psia. Determine a velocidade na qual o oxigênio sai do bocal, considerando que ele entra com velocidade desprezível. Trate o oxigênio como um gás ideal com calores específicos variáveis com a temperatura. Utilize os diagramas de desvio. *Respostas:* 1.738 pés/s; 1.740 pés/s

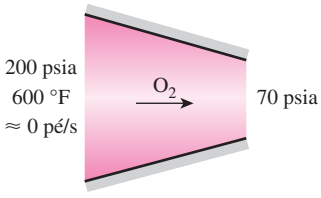


FIGURA P12–78E

12–79 Propano a 100 °C e 1 MPa é comprimido isotermicamente por um dispositivo pistão-cilindro até 4 MPa. Utilizando os diagramas generalizados, determine o trabalho realizado e a transferência de calor, por unidade de massa de propano.

12–80 Reconsidere o Prob. 12–79. Utilizando o EES (ou outro programa), complemente o problema para comparar seus resultados com as soluções baseadas na hipótese de gás ideal, nos dados do diagrama generalizado e nos dados de fluido real. Resolva também para o metano.

12–81 Determine a destruição de exergia associada ao processo descrito no Prob. 12–79. Considere $T_0 = 30$ °C.

12–82 Um tanque rígido bem isolado de 0,05 m^3 contém oxigênio a 175 K e 6 MPa. Uma hélice colocada no tanque é então ligada, e a temperatura do oxigênio aumenta para 225 K. Utilizando os diagramas generalizados, determine (*a*) a pressão final do tanque e (*b*) o trabalho realizado pela hélice durante esse processo.
Respostas: (*a*) 9.652 kPa; (*b*) 423 kJ

12–83 Dióxido de carbono inicialmente a 100 °C e 1 MPa foi colocado em um tanque de volume constante e aquecido até

8 MPa. Determine a transferência de calor e a variação da entropia por unidade de massa do gás, usando (*a*) a hipótese de gás ideal, (*b*) os diagramas generalizados e (*c*) os dados de fluido real no EES ou em outras fontes.

Problemas de revisão

12–84 Por meio da relação $dh = T\,ds + v\,dP$, demonstre que a inclinação de uma linha de pressão constante, no diagrama *h-s*, (*a*) é constante na região de saturação e (*b*) aumenta com a temperatura na região superaquecida.

12–85 Utilizando a relação cíclica e a primeira relação de Maxwell, derive as outras três relações de Maxwell.

12–86 Para $\beta \geq 0$, prove que, em cada ponto de uma região de fase única do diagrama *h-s*, a inclinação de uma linha de pressão-constante (P = constante) é maior que a inclinação de uma linha de temperatura constante (T = constante), porém menor que a inclinação de uma linha de volume constante (v = constante).

12–87 Demonstre que

$$c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \quad \text{e} \quad c_p = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

12–88 A temperatura e a pressão podem ser definidas como

$$T = \left(\frac{\partial u}{\partial s}\right)_v \quad \text{e} \quad P = -\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s$$

Com base nessas definições, prove que para uma substância simples compressível

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u = \frac{P}{T}$$

12–89 Para gases ideais, o desenvolvimento dos calores específicos a uma pressão constante resulta em

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = 0$$

Prove isso usando as definições de pressão e temperatura, $T = (\partial u/\partial s)_v$ e $P = -(\partial u/\partial v)_s$.

12–90 Para gases ideais, o desenvolvimento dos calores específicos a um volume constante resulta em

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = 0$$

Prove isso usando as definições de pressão e temperatura, $T = (\partial u/\partial s)_v$ e $P = -(\partial u/\partial v)_s$.

12–91 Desenvolva expressões para h, u, s°, P_r e v_r para um gás ideal cujo c_p° é dado por

$$c_p^\circ = \sum a_i\left[\ln\left(\frac{T}{T_r}\right)\right]^{i-n}$$

onde a_i, n e T_r são constantes empíricas.

12–92 Por meio da relação $\mu_{JT} = (1/c_p)\,[T(\partial v/\partial T)_p - v]$ e observando que $Pv = ZRT$, onde $Z = Z(P, T)$ é o fator de compressibilidade, demonstre que a posição da curva de inversão do coeficiente Joule-Thomson, no plano *T-P*, é determinada pela equação $(\partial Z/\partial T)_P = 0$.

12–93 Considere um processo de compressão ou de expansão adiabático, reversível e infinitesimal. Considerando $s = s(P, v)$ e as relações de Maxwell, demonstre que, nesse processo, $Pv^k =$ constante, onde k é o *expoente de expansão isentrópica*, definido como

$$k = \frac{v}{P}\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s$$

Além disso, demonstre que, para o gás ideal, o expoente de expansão isentrópica k reduz-se à razão entre os calores específicos c_p/c_v.

12–94 Calcule o c_p do nitrogênio a 300 kPa e 400 K, usando (*a*) a relação do problema anterior e (*b*) a sua definição. Compare seus resultados ao valor listado na Tab. A–2*b*.

12–95 Um escoamento de vapor de água é estrangulado de 4,5 MPa e 300 °C para 2,5 MPa. Calcule a variação de temperatura do vapor durante esse processo e o coeficiente médio Joule-Thomson.
Respostas: −26,3 °C; 13,1 °C/MPa

12–96 Gás argônio entra em uma turbina a 9 MPa e 800 K, a 100 m/s, saindo a 1,5 MPa e 450 K, a 150 m/s, a uma taxa de 3 kg/s. Há perda de calor para o meio a 25 °C, a uma taxa de 20 kW. Utilizando os diagramas generalizados, determine (*a*) a potência da turbina e (*b*) a destruição de exergia associada ao processo.

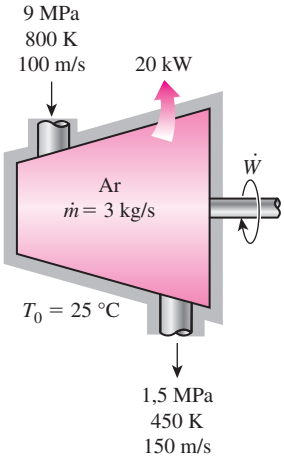


FIGURA P12–96

12–97 Reconsidere o Prob. 12–96. Utilizando o EES (ou outro programa), resolva o problema, considerando que o vapor de água é o fluido de trabalho. Utilize o método de diagrama generalizado e os dados EES do vapor. Trace um diagrama para a potência e a taxa de destruição de exergia para os dois métodos de cálculo em função da pressão de saída da turbina, considerando que a pressão varia no intervalo de 0,1 a 0,9 MPa, a uma temperatura de saída da turbina de 450 K.

12–98 Um tanque de armazenamento adiabático de 0,2 m^3, inicialmente evacuado, é conectado à linha de suprimento de nitrogênio a 225 K e 10 MPa. Uma válvula é então aberta, e o nitrogênio flui da linha de suprimento para o tanque. A válvula é fechada quando a pressão no tanque atinge 10 MPa. Determine a temperatura final no tanque, (*a*) tratando o nitrogênio como um gás ideal e (*b*) utilizando os diagramas generalizados. Compare seus resultados com o valor real de 293 K.

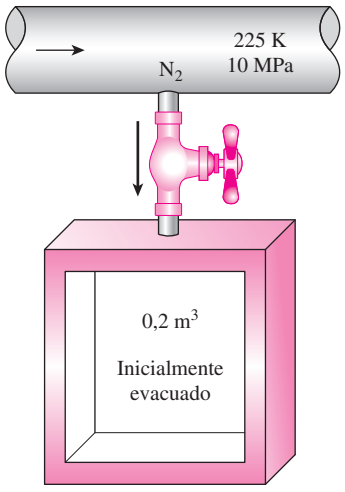


FIGURA P12–98

12–99E Metano deve ser adiabaticamente e reversivelmente comprimido de 50 psia e 100 °F até 500 psia. Calcule o trabalho específico necessário para essa compressão, tratando o metano como um gás ideal com calores específicos variáveis. Utilize os diagramas de desvio.

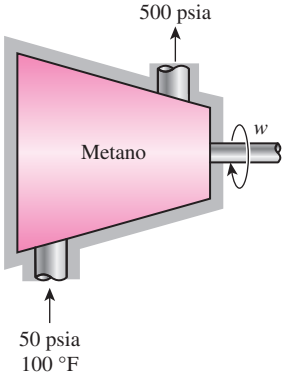


FIGURA P12–99E

12–100 A expansividade volumétrica da água a 20 °C é expressa por $\beta = 0{,}207 \times 10^{-6}\ K^{-1}$. Tratando esse valor como uma constante, determine a alteração no volume de 0,5 m^3 de água à medida que for aquecido de 10 °C para 50 °C a uma pressão constante.

12–101 O refrigerante-134a inicialmente a 2 MPa é submetido a um processo isotérmico a 40 °C até 0,1 MPa, em um sistema fechado. Determine o trabalho realizado pelo refrigerante-134a, utilizando os dados tabelados (EES) e os diagramas generalizados, em kJ/kg.

12–102 Gás metano inicialmente a 100 °C foi colocado em um dispositivo pistão-cilindro e aquecido até 350 °C, a uma pressão constante de 4 MPa. Determine a transferência de calor, o trabalho e a alteração de entropia por unidade de massa do metano, usando (*a*) a hipótese de gás ideal, (*b*) os diagramas generalizados e (*c*) os dados de fluido real no EES ou em outras fontes.

12–103E Gás metano a 50 psia e 100 °F é comprimido em um dispositivo com escoamento em regime permanente até 500 psia e 1.100 °F. Calcule a mudança na entropia específica do metano e o trabalho específico necessário para essa compressão, (*a*) tratando o metano como um gás ideal com calores específicos variáveis com a temperatura e (*b*) utilizando os diagramas de desvio.

Respostas: (*a*) 766 Btu/lbm; 0,462 Btu/lbm·R; (*b*) 767 Btu/lbm; 0,463 Btu/lbm·R

12–104E Determine a eficiência de segunda lei do processo de compressão descrito no Prob. 12–103E. Considere $T_0 = 77$ °F.

Problemas de múltipla escolha

12–105 Uma substância, cujo coeficiente Joule-Thomson é negativo, foi estrangulada até uma pressão baixa. Durante esse processo (selecione a afirmação correta),

(*a*) a temperatura da substância aumentou.

(*b*) a temperatura da substância diminuiu.

(*c*) a entropia da substância permaneceu constante.

(*d*) a entropia da substância diminuiu.

(*e*) a entalpia da substância diminuiu.

12–106 Considere a curva de saturação vapor-líquido de uma substância pura, no diagrama *P-T*. A magnitude da inclinação da linha tangente dessa curva, a uma temperatura *T* (em Kelvin) é

(*a*) proporcional à entalpia de vaporização h_{lv}, nessa temperatura.

(*b*) proporcional à temperatura *T*.

(*c*) proporcional ao quadrado da temperatura *T*.

(*d*) proporcional à variação do volume v_{lv}, nessa temperatura.

(*e*) inversamente proporcional à variação da entropia s_{lv}, nessa temperatura.

12–107 Com base nos diagramas generalizados, o erro envolvido na entalpia do CO_2 a 300 K e 5 MPa, desde que considerado um gás ideal, será de

(*a*) 0% (*b*) 9% (*c*) 16%

(*d*) 22% (*e*) 27%

12–108 Com base nos dados das tabelas do refrigerante-134a, o coeficiente Joule-Thomson do refrigerante-134a a 0,8 MPa e 100 °C é de aproximadamente

(*a*) 0 (*b*) −5 °C/MPa (*c*) 11 °C/MPa

(*d*) 8 °C/MPa (*e*) 26 °C/MPa

12–109 Para um gás cuja equação de estado é $P(v - b) = RT$, a diferença de calor específico $c_p - c_v$ é igual a

(*a*) R (*b*) $R - b$ (*c*) $R + b$

(*d*) 0 (*e*) $R(1 + v/b)$

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

12–110 Considere a função $z = z(x, y)$. Escreva um texto sobre a interpretação física da derivada ordinária dz/dx e da derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$. Explique como essas duas derivadas estão relacionadas entre si, e quando elas se tornam equivalentes.

12–111 Houve várias tentativas para representar geometricamente as relações termodinâmicas. A mais conhecida delas é o quadrado termodinâmico de Koenig, mostrado na figura. Nessa figura, há uma forma sistemática de obter as quatro relações de Maxwell e também as quatro relações du, dh, dg e da. Quando comparar essas relações com o diagrama de Koenig, estabeleça as regras para se obter essas oito relações termodinâmicas por meio do diagrama.

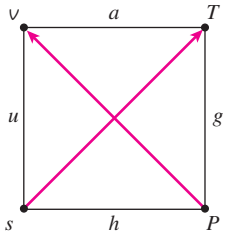


FIGURA P12–111

12–112 Houve várias tentativas para expressar as derivadas parciais da maioria das propriedades termodinâmicas comuns de maneira compacta e sistemática, utilizando propriedades mensuráveis. O trabalho de P. W. Bridgman talvez seja o mais digno de mérito entre todos, e ele resultou na bem conhecida tabela de Bridgman. As 28 entradas dessa tabela são suficientes para expressar as derivadas parciais das oito propriedades comuns P, T, v, s, u, h, f e g, utilizando para isso as seis propriedades P, v, T, c_p, β e α, as quais podem ser medidas direta ou indiretamente, com relativa facilidade. Obtenha uma cópia da tabela de Bridgman e explique, com exemplos, como ela é utilizada.

Capítulo

13

Misturas de Gás

Até este ponto, limitamos nosso exame aos sistemas termodinâmicos que envolvem uma única substância pura, como a água. Muitas aplicações termodinâmicas importantes, porém, envolvem misturas de várias substâncias puras em vez de uma única. Assim, é importante compreender as misturas e aprender a lidar com elas.

Neste capítulo, lidamos com misturas de gases não reativos. Uma mistura de gases não reativos pode ser tratada como uma substância pura, uma vez que, em geral, essa é uma mistura homogênea de gases diferentes. As propriedades de uma mistura de gases dependem, obviamente, das propriedades dos gases individuais (chamados de *componentes* ou *constituintes*), bem como da quantidade de cada gás da mistura. Assim, é possível preparar tabelas de propriedades para as misturas. Isso tem sido feito para misturas comuns, como o ar. Preparar tabelas de propriedades para a composição de cada mistura possível não é algo prático, uma vez que o número de composições possíveis é infinito. Assim, precisamos desenvolver regras para determinar as propriedades de mistura usando o conhecimento das composições das misturas e as propriedades dos componentes individuais. Faremos isso para as misturas de gases ideais e, em seguida, para as misturas de gases reais. Os princípios básicos envolvidos também se aplicam às misturas entre líquidos e sólidos, chamadas de *soluções.*

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Desenvolver regras para determinar as propriedades da mistura de gases não reativos com base no conhecimento da composição da mistura e das propriedades dos componentes individuais.
- Definir as quantidades utilizadas para descrever a composição de uma mistura, como fração mássica, fração molar e fração de volume.
- Aplicar regras para determinar as propriedades das misturas de gases ideais e de gases reais.
- Prever o comportamento P-v-T das misturas de gases com base na lei de Dalton das pressões aditivas e na lei de Amagat dos volumes aditivos.
- Realizar análises de energia e exergia em processos de mistura.

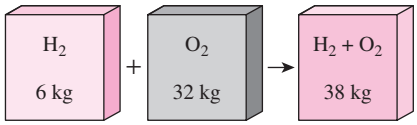


FIGURA 13–1 A massa de uma mistura é igual à soma das massas de seus componentes.

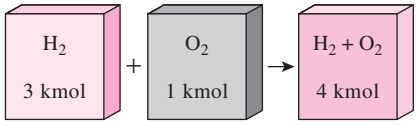


FIGURA 13–2 O número de mols de uma mistura de gases não reativos é igual à soma do número de mols de seus componentes.

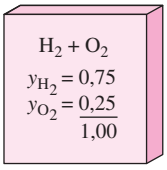


FIGURA 13–3 A soma das frações molares de uma mistura é igual a 1.

13–1 COMPOSIÇÃO DE UMA MISTURA DE GASES: FRAÇÕES MÁSSICA E MOLAR

Para determinarmos as propriedades de uma mistura, precisamos conhecer sua *composição*, bem como as propriedades dos componentes individuais. Existem duas maneiras de descrever a composição de uma mistura: especificando o número de mols de cada componente, realizando a **análise molar**, ou especificando a massa de cada componente, realizando a **análise gravimétrica**.

Considere uma mistura de gases composta de k componentes. A massa da mistura m_m é a soma das massas dos componentes individuais, e o número de mols da mistura N_m é a soma dos números de mols dos componentes individuais* (Figs. 13–1 e 13–2). Ou seja,

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{e} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i \qquad \textbf{(13–1a, b)}$$

A relação entre a massa de um componente e a massa da mistura é chamada de **fração mássica** mf, e a relação entre o número de mols de um componente e o número de mols da mistura é chamada de **fração molar** y:

$$\text{mf}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{e} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m} \qquad \textbf{(13–2a, b)}$$

Dividindo a Eq. 13–1a por m_m ou a Eq. 13–1b por N_m, podemos mostrar facilmente que a soma da fração mássica ou da fração molar de uma mistura é igual a 1 (Fig. 13–3):

$$\sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i = 1 \quad \text{e} \quad \sum_{i=1}^{k} y_i = 1$$

A massa de uma substância pode ser expressa em relação ao número de mols N e da massa molar M da substância como $m = NM$. Então, a **massa molar aparente** (ou **média**) e a **constante de gás** de uma mistura podem ser expressas como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{\sum m_i}{N_m} = \frac{\sum N_i M_i}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{e} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m} \qquad \textbf{(13–3a, b)}$$

A massa molar de uma mistura também pode ser expressa como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{m_m}{\sum m_i/M_i} = \frac{1}{\sum m_i/(m_m M_i)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \dfrac{\text{mf}_i}{M_i}} \qquad \textbf{(13–4)}$$

As frações mássica e molar de uma mistura estão relacionadas por

$$\text{mf}_i = \frac{m_i}{m_m} = \frac{N_i M_i}{N_m M_m} = y_i \frac{M_i}{M_m} \qquad \textbf{(13–5)}$$

* Em todo este capítulo, o subscrito m indica a mistura de gases e o subscrito i indica um componente individual da mistura.

EXEMPLO 13–1 Frações mássica e molar de uma mistura de gases

Considere uma mistura de gases com 3 kg de O_2, 5 kg de N_2 e 12 kg de CH_4, como mostra a Fig. 13–4. Determine (*a*) a fração mássica de cada componente, (*b*) a fração molar de cada componente e (*c*) a massa molar média e a constante de gás da mistura.

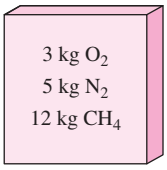


FIGURA 13–4 Esquema para o Exemplo 13–1.

SOLUÇÃO As massas dos componentes da mistura de gases são dadas. As frações mássicas, as frações molares, a massa molar e a constante de gás da mistura devem ser determinadas.

Análise (*a*) A massa total da mistura é

$$m_m = m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CH_4} = 3 + 5 + 12 = 20 \text{ kg}$$

Assim, a fração mássica de cada componente torna-se

$$\text{mf}_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_m} = \frac{3 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0{,}15}$$

$$\text{mf}_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_m} = \frac{5 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0{,}25}$$

$$\text{mf}_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m_m} = \frac{12 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0{,}60}$$

(*b*) Para encontrarmos as frações molares, primeiramente precisamos determinar o número de mols de cada componente:

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{3 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0{,}094 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{5 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0{,}179 \text{ kmol}$$

$$N_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{12 \text{ kg}}{16 \text{ kg/kmol}} = 0{,}750 \text{ kmol}$$

Assim,

$$N_m = N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CH_4} = 0{,}094 + 0{,}179 + 0{,}750 = 1{,}023 \text{ kmol}$$

e

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{0{,}094 \text{ kmol}}{1{,}023 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}092}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{0{,}179 \text{ kmol}}{1{,}023 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}175}$$

$$y_{CH_4} = \frac{N_{CH_4}}{N_m} = \frac{0{,}750 \text{ kmol}}{1{,}023 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}733}$$

(*c*) A massa molar média e a constante de gás da mistura devem ser determinadas de suas definições,

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{20 \text{ kg}}{1{,}023 \text{ kmol}} = \mathbf{19{,}6 \text{ kg/kmol}}$$

(*continua*)

(*continuação*)
ou

$$M_m = \sum y_i M_i = y_{O_2} M_{O_2} + y_{N_2} M_{N_2} + y_{CH_4} M_{CH_4}$$
$$= (0{,}092)(32) + (0{,}175)(28) + (0{,}733)(16)$$
$$= 19{,}6 \text{ kg/kmol}$$

Da mesma forma,

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} = \frac{8{,}314 \text{ kJ/(kmol·K)}}{19{,}6 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{0{,}424 \text{ kJ/kg·K}}$$

Discussão Quando as frações mássicas estão disponíveis, a massa molar e as frações molares também podem ser determinadas diretamente nas Eqs. 13–4 e 13–5.

13–2 COMPORTAMENTO *P-v-T* DAS MISTURAS DE GASES: GASES IDEAIS E GASES REAIS

Um gás ideal é definido como um gás cujas moléculas estão bem espaçadas para que o comportamento de uma molécula não seja influenciado pela presença de outras – esta é a situação encontrada a baixas densidades. Também mencionamos que os gases reais se aproximam bastante desse comportamento quando estão a uma baixa pressão ou a uma alta temperatura em relação a seus valores de ponto crítico. O comportamento *P-v-T* de um gás ideal é expresso pela relação simples $Pv = RT$, chamada de *equação de estado do gás ideal*. O comportamento *P-v-T* dos gases reais é expresso por equações mais complexas de estado ou por $Pv = ZRT$, onde Z é o fator de compressibilidade.

Quando dois ou mais gases ideais se misturam, o comportamento de uma molécula normalmente não é influenciado pela presença de outras moléculas semelhantes ou diferentes. Portanto, uma mistura não reativa de gases ideais também comporta-se como um gás ideal. O ar, por exemplo, é tratado como um gás ideal no intervalo no qual o nitrogênio e o oxigênio comportam-se como gases ideais. Contudo, quando uma mistura de gases se compõe de gases reais (não ideais), a previsão do comportamento *P-v-T* da mistura torna-se mais complicada.

A previsão do comportamento *P-v-T* das misturas de gases geralmente se baseia em dois modelos: a *lei de Dalton das pressões aditivas* e a *lei de Amagat dos volumes aditivos*. Ambos os modelos são descritos e discutidos a seguir.

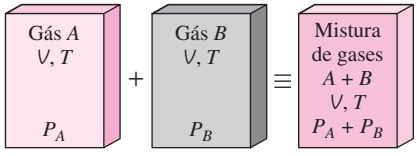


FIGURA 13–5 A lei de Dalton das pressões aditivas para uma mistura de dois gases ideais.

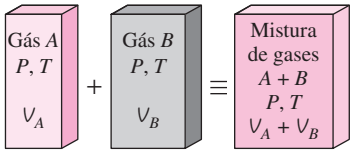


FIGURA 13–6 A lei de Amagat dos volumes aditivos para uma mistura de dois gases ideais.

Lei de Dalton das pressões aditivas: *A pressão de uma mistura de gases é igual à soma das pressões que cada gás exerceria se existisse sozinho à temperatura e volume da mistura (Fig. 13–5).*

Lei de Amagat dos volumes aditivos: *O volume de uma mistura de gás é igual à soma dos volumes que cada gás ocuparia se existisse sozinho à temperatura e pressão da mistura (Fig. 13–6).*

As leis de Dalton e Amagat são satisfeitas exatamente quando a mistura é de gases ideais, mas são apenas aproximadas para as misturas de gases reais. Isso acontece por causa das forças intermoleculares que podem ser significativas para os gases reais a altas densidades. Para os gases ideais, essas duas leis são idênticas e fornecem resultados idênticos.

As leis de Dalton e Amagat podem ser expressas da seguinte maneira:

$$\textit{Lei de Dalton} \qquad P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m) \qquad \textbf{(13–6)}$$

$$\textit{Lei de Amagat} \qquad V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m) \qquad \textbf{(13–7)}$$

exata para gases ideais, aproximada para gases reais.

Nessas relações, P_i é chamada de **pressão componente** e V_i é chamada de **volume componente** (Fig. 13–7). Observe que V_i é o volume que um componente *deveria ocupar* se existisse sozinho a T_m e P_m, e não o volume real ocupado pelo componente na mistura. (Em um vaso contendo uma mistura de gases, cada componente preenche todo o volume do vaso. Assim, o volume de cada componente é igual ao volume do vaso.) Da mesma forma, a razão P_i/P_m é chamada de **fração de pressão** e a razão V_i/V_m é chamada de **fração de volume** do componente i.

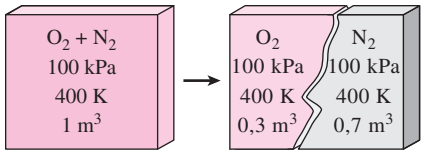


FIGURA 13–7 O volume que um componente ocuparia se existisse sozinho às mesmas T e P da mistura é denominado *volume componente* (para gases ideais, ele é igual ao volume parcial $y_i V_m$).

Misturas de gases ideais

Para os gases ideais, P_i e V_i podem ser relacionados com y_i usando a relação dos gases ideais dos dois componentes e da mistura de gases:

$$\frac{P_i(T_m, V_m)}{P_m} = \frac{N_i R_u T_m / V_m}{N_m R_u T_m / V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

$$\frac{V_i(T_m, P_m)}{V_m} = \frac{N_i R_u T_m / P_m}{N_m R_u T_m / P_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

Assim

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i \qquad \textbf{(13–8)}$$

A Eq. 13–8 é válida somente para as misturas de gases ideais, uma vez que ela é derivada do comportamento do gás ideal para a mistura de gases e para cada um de seus componentes. A quantidade $y_i P_m$ é chamada de **pressão parcial** (idêntica à *pressão componente* para os gases ideais) e a quantidade $y_i V_m$ é chamada de **volume parcial** (idêntica ao *volume componente* dos gases ideais). *Observe que, para uma mistura de gases ideais, a fração molar, a fração de pressão e a fração de volume de um componente são idênticas.*

A composição de uma mistura de gases ideais (como os gases de exaustão que saem de uma câmara de combustão) frequentemente é determinada por uma análise volumétrica (chamada de Análise de Orsat) e pela Eq. 13–8. Uma amostra de gás com volume, pressão e temperatura conhecidos é forçada a escoar por um vaso contendo reagentes que absorvem um dos gases. O volume do gás restante é então medido à sua pressão e temperatura originais. A razão entre a redução do volume e o volume original (fração de volume) representa a fração molar daquele determinado gás.

Misturas de gases reais

A lei de Dalton das pressões aditivas e a lei de Amagat dos volumes aditivos também podem ser usadas para os gases reais, e frequentemente com uma boa aproximação. Neste caso, porém, as pressões componentes e os volumes componentes

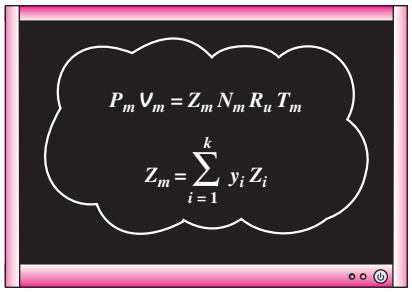


FIGURA 13–8 Uma forma de prever o comportamento *P*-*v*-*T* de uma mistura de gases reais é usar o fator de compressibilidade.

devem ser avaliados com relações que levam em conta o desvio de cada componente em relação ao comportamento de gás ideal. Uma forma de fazer isso é usar equações de estado mais exatas (van der Waals, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin, etc.) em vez da equação de estado do gás ideal. Outra forma é usar o fator de compressibilidade (Fig. 13–8) como

$$PV = ZNR_uT \tag{13–9}$$

O fator de compressibilidade da mistura Z_m pode ser expresso em relação aos fatores de compressibilidade dos gases individuais Z_i aplicando a Eq. 13–9 em ambos os lados das expressões das leis de Dalton e Amagat e simplificando. Obtemos assim

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i \tag{13–10}$$

onde Z_i é determinado a T_m e V_m (lei de Dalton) ou a T_m e P_m (lei de Amagat) para cada gás individual. Pode parecer que as duas leis fornecem o mesmo resultado, mas isso não é verdade.

A abordagem do fator da compressibilidade geralmente tem resultados mais exatos quando os Z_i's da Eq. 13–10 são avaliados usando a lei de Amagat em vez da lei de Dalton. Isso acontece porque a lei de Amagat envolve o uso da pressão da mistura P_m, que leva em conta a influência das forças intermoleculares existentes entre as moléculas dos diferentes gases. A lei de Dalton não considera a influência entre moléculas diferentes na mistura. Como resultado, ela tende a subestimar a previsão da pressão de uma mistura de gases para determinado V_m e T_m. Portanto, a lei de Dalton é mais apropriada para as misturas de gases a pressões baixas, e a lei de Amagat é mais apropriada para as misturas a pressões altas.

Observe que existe uma diferença significativa entre usar o fator de compressibilidade para um único gás e usá-lo para uma mistura de gases. O fator de compressibilidade prevê o comportamento *P*-*v*-*T* de gases simples de modo bastante preciso, como foi discutido no Cap. 3, mas não para as misturas de gases. Quando usamos os fatores de compressibilidade para os componentes de uma mistura de gases, levamos em conta a influência que moléculas semelhantes exercem umas sobre as outras; a influência mútua entre moléculas diferentres é, na sua maior parte, desconsiderada. Como consequência, um valor de propriedade previsto por essa abordagem pode ser consideravelmente diferente do valor determinado de maneira experimental.

Outra abordagem para prever o comportamento *P*-*v*-*T* de uma mistura de gases é tratá-la como uma substância pseudopura (Fig. 13–9). Um desses métodos, proposto por W. B. Kay, em 1936, é chamado de **regra de Kay** e envolve o uso de uma *pressão pseudocrítica* $P'_{cr,\,m}$ e de uma *temperatura pseudocrítica* $T'_{cr,\,m}$ para a mistura, definida em relação às pressões e temperaturas críticas dos componentes da mistura como

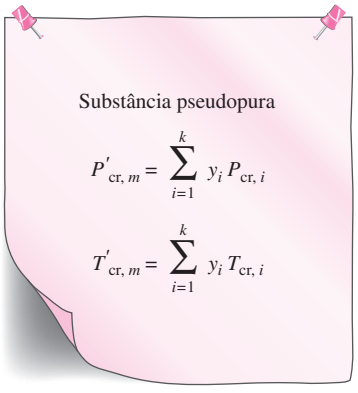


FIGURA 13–9 Outra forma de prever o comportamento *P*-*v*-*T* de uma mistura de gases reais é tratá-la como uma substância pseudopura com as propriedades críticas P'_{cr} e T'_{cr}.

$$P'_{cr,\,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{cr,\,i} \quad \text{e} \quad T'_{cr,\,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{cr,\,i} \tag{13–11a, b}$$

O fator de compressibilidade da mistura Z_m é facilmente determinado usando-se essas propriedades pseudocríticas. O resultado obtido usando-se a regra de Kay é preciso dentro de uma faixa de erro de aproximadamente 10% em um amplo intervalo de temperaturas e pressões, aceitável para a maioria das finalidades de engenharia.

Outra forma de tratar uma mistura de gases como uma substância pseudopura é usar uma equação de estado mais exata para a mistura, como a equação de van der Waals, de Beattie-Bridgeman ou de Benedict-Webb-Rubin, e determinar os

coeficientes constantes das equações para a mistura em relação aos coeficientes para os componentes puros da mistura. Na equação de van der Waals, por exemplo, as duas constantes da mistura são determinadas a partir de

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^{k} y_i \, a_i^{1/2} \right)^2 \quad \text{e} \quad b_m = \sum_{i=1}^{k} y_i b_i \qquad \textbf{(13–12}a, b\textbf{)}$$

As expressões de a_i e b_i são dadas no Cap. 3.

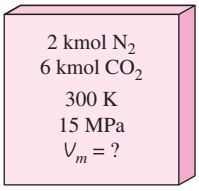


FIGURA 13–10 Esquema para o Exemplo 13–2.

EXEMPLO 13–2 Comportamento *P-v-T* das misturas de gases não ideais

Um tanque rígido contém 2 kmol de N_2 e 6 kmol de CO_2 a 300 K e 15 MPa (Fig. 13–10). Calcule o volume do tanque com base (*a*) na equação de estado do gás ideal, (*b*) na regra de Kay, (*c*) nos fatores de compressibilidade e na lei de Amagat e (*d*) nos fatores de compressibilidade e na lei de Dalton.

SOLUÇÃO É dada a composição de uma mistura em um tanque rígido. O volume do tanque deve ser determinado usando-se quatro modelos diferentes.

Hipóteses Serão estabelecidas em cada item a seguir.

Análise (*a*) Quando admite-se que a mistura se comporta como um gás ideal, o volume da mistura é facilmente determinado com a equação do gás ideal para a mistura:

$$V_m = \frac{N_m R_u T_m}{P_m} = \frac{(8 \text{ kmol})(8{,}314 \text{ kPa·m}^3/\text{kmol·K})(300 \text{ K})}{15.000 \text{ kPa}} = \mathbf{1{,}330 \text{ m}^3}$$

uma vez que

$$N_m = N_{N_2} + N_{CO_2} = 2 + 6 = 8 \text{ kmol}$$

(*b*) Para usarmos a regra de Kay precisamos determinar a temperatura e a pressão pseudocríticas da mistura usando as propriedades de ponto crítico do N_2 e CO_2 da Tab. A–1. Entretanto, primeiro precisamos determinar a fração molar de cada componente:

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{2 \text{ kmol}}{8 \text{ kmol}} = 0{,}25 \quad \text{e} \quad y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{6 \text{ kmol}}{8 \text{ kmol}} = 0{,}75$$

$$\begin{aligned} T'_{cr,m} &= \sum y_i T_{cr,i} = y_{N_2} T_{cr,N_2} + y_{CO_2} T_{cr,CO_2} \\ &= (0{,}25)(126{,}2 \text{ K}) + (0{,}75)(304{,}2 \text{ K}) = 259{,}7 \text{ K} \\ P'_{cr,m} &= \sum y_i P_{cr,i} = y_{N_2} P_{cr,N_2} + y_{CO_2} P_{cr,CO_2} \\ &= (0{,}25)(3{,}39 \text{ MPa}) + (0{,}75)(7{,}39 \text{ MPa}) = 6{,}39 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Então,

$$\left.\begin{aligned} T_R &= \frac{T_m}{T'_{cr,m}} = \frac{300 \text{ K}}{259{,}7 \text{ K}} = 1{,}16 \\ P_R &= \frac{P_m}{P'_{cr,m}} = \frac{15 \text{ MPa}}{6{,}39 \text{ MPa}} = 2{,}35 \end{aligned}\right\} Z_m = 0{,}49 \qquad \text{(Fig. A–15}b\text{)}$$

Assim,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{ideal} = (0{,}49)(1{,}330 \text{ m}^3) = \mathbf{0{,}652 \text{ m}^3}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*c*) Quando a lei de Amagat é usada junto com os fatores de compressibilidade, Z_m é determinado pela Eq. 13–10. Mas primeiramente precisamos determinar o Z de cada componente com base na lei de Amagat:

$$\left.\begin{aligned} \text{N}_2: \quad T_{R,\text{N}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr},\text{N}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{126{,}2\ \text{K}} = 2{,}38 \\ P_{R,\text{N}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},\text{N}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{3{,}39\ \text{MPa}} = 4{,}42 \end{aligned}\right\} \quad Z_{\text{N}_2} = 1{,}02 \qquad \text{(Fig. A–15}b\text{)}$$

$$\left.\begin{aligned} \text{CO}_2: \quad T_{R,\text{CO}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr},\text{CO}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{304{,}2\ \text{K}} = 0{,}99 \\ P_{R,\text{CO}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},\text{CO}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{7{,}39\ \text{MPa}} = 2{,}03 \end{aligned}\right\} \quad Z_{\text{CO}_2} = 0{,}30 \qquad \text{(Fig. A–15}b\text{)}$$

Mistura:
$$\begin{aligned} Z_m &= \sum y_i Z_i = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2} \\ &= (0{,}25)(1{,}02) + (0{,}75)(0{,}30) = 0{,}48 \end{aligned}$$

Assim,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0{,}48)(1{,}330\ \text{m}^3) = \mathbf{0{,}638\ m^3}$$

O fator de compressibilidade, neste caso, é quase igual àquele determinado com o uso da regra de Kay.

(*d*) Quando a lei de Dalton é usada junto com os fatores de compressibilidade, Z_m novamente é determinado com a Eq. 13–10. Entretanto, desta vez o Z de cada componente deve ser determinado à temperatura e ao volume da mistura, os quais não são conhecidos. Portanto, uma solução iterativa se faz necessária. Iniciamos os cálculos considerando que o volume da mistura de gases é 1,330 m^3; esse valor é determinado considerando o comportamento do gás ideal.

Os valores T_R, neste caso, são idênticos àqueles obtidos na parte (*c*) e permanecem constantes. O volume pseudorreduzido é determinado pela sua definição dada no Cap. 3:

$$\begin{aligned} V_{R,\text{N}_2} &= \frac{\bar{V}_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr},\text{N}_2}/P_{\text{cr},\text{N}_2}} = \frac{V_m/N_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr},\text{N}_2}/P_{\text{cr},\text{N}_2}} \\ &= \frac{(1{,}33\ \text{m}^3)/(2\ \text{kmol})}{(8{,}314\ \text{kPa·m}^3/\text{kmol·K})(126{,}2\ \text{K})/(3.390\ \text{kPa})} = 2{,}15 \end{aligned}$$

Similarmente,

$$V_{R,\text{CO}_2} = \frac{(1{,}33\ \text{m}^3)/(6\ \text{kmol})}{(8{,}314\ \text{kPa·m}^3/\text{kmol·K})(304{,}2\ \text{K})/(7.390\ \text{kPa})} = 0{,}648$$

Na Fig. A–15, lemos $Z_{\text{N}_2} = 0{,}99$ e $Z_{\text{CO}_2} = 0{,}56$. Portanto,

$$Z_m = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2} = (0{,}25)(0{,}99) + (0{,}75)(0{,}56) = 0{,}67$$

e

$$V_m = \frac{Z_m N_m R T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0{,}67)(1{,}330\ \text{m}^3) = 0{,}891\ \text{m}^3$$

Isso é 33% mais baixo do que o valor admitido. Portanto, devemos repetir os cálculos usando o novo valor de V_m. Quando os cálculos são repetidos, obtemos 0,738 m^3 após a segunda iteração, 0,678 m^3 após a terceira iteração e 0,648 m^3 após a quarta iteração, o valor não muda com mais iterações. Assim,

$$V_m = \mathbf{0{,}648\ m^3}$$

Discussão Observe que os resultados obtidos nas partes (*b*), (*c*) e (*d*) são muito próximos. Mas eles são muito diferentes dos valores do gás ideal. Portanto, o tratamento de uma mistura de gases como um gás ideal pode resultar em erros inaceitáveis a altas pressões.

13–3 PROPRIEDADES DE MISTURAS DE GASES: GASES IDEAIS E GASES REAIS

Considere uma mistura de gases que consiste em 2 kg de N_2 e 3 kg de CO_2. A massa total (uma *propriedade extensiva*) dessa mistura é 5 kg. Como obtemos esse resultado? Bem, nós simplesmente somamos a massa de cada componente. Esse exemplo sugere um modo simples de avaliar as propriedades extensivas de uma mistura de gases ideais ou reais não reativos: *Basta somar as contribuições de cada componente da mistura* (Fig. 13–11). Assim, a energia interna total, a entalpia, e a entropia de uma mistura de gases podem ser expressas, respectivamente, como

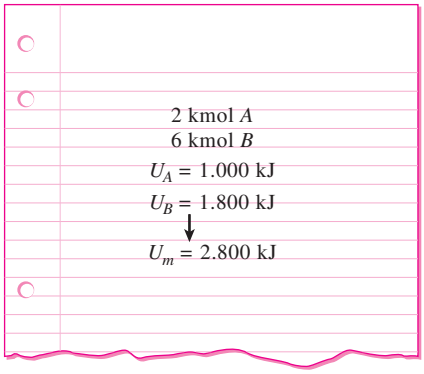


FIGURA 13–11 As propriedades extensivas de uma mistura são simplesmente determinadas pela soma das propriedades dos componentes.

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{u}_i \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13–13)}$$

$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{h}_i \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13–14)}$$

$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \overline{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(13–15)}$$

Seguindo uma lógica semelhante, as variações da energia interna, da entalpia e da entropia de uma mistura de gases durante um processo podem ser expressas, respectivamente, como

$$\Delta U_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \overline{u}_i \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13–16)}$$

$$\Delta H_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \overline{h}_i \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13–17)}$$

$$\Delta S_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \overline{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(13–18)}$$

Agora reconsidere a mesma mistura e admita que o N_2 e o CO_2 estejam a 25 °C. A temperatura (uma propriedade *intensiva*) da mistura é, como seria de esperar, também 25 °C. Observe que não somamos as temperaturas dos componentes para determinar a temperatura da mistura. Em vez disso, usamos algum tipo de esquema médio, uma abordagem característica para determinar as **propriedades intensivas** de uma mistura. A energia interna, a entalpia e a entropia de uma mistura *por unidade de massa* ou *por unidade molar* da mistura podem ser determinadas

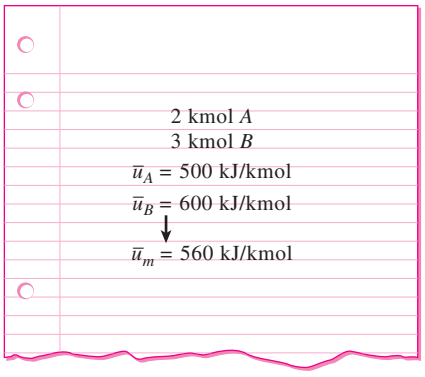


FIGURA 13–12 As propriedades intensivas de uma mistura são determinadas pela média ponderada.

dividindo as equações pela massa ou pelo número de mols da mistura (m_m ou N_m). Assim, obtemos (ver Fig. 13–12)

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i u_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{e} \qquad \overline{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{u}_i \ \text{(kJ/kmol)} \tag{13–19}$$

$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i h_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{e} \qquad \overline{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{h}_i \quad \text{(kJ/kmol)} \tag{13–20}$$

$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i s_i \quad \text{(kJ/kg·K)} \qquad \text{e} \qquad \overline{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{s}_i \quad \text{(kJ/kmol·K)} \tag{13–21}$$

De forma semelhante, os calores específicos de uma mistura de gases podem ser expressos como

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i c_{v,i} \quad \text{(kJ/kg·K)} \qquad \text{e} \qquad \overline{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{c}_{v,i} \quad \text{(kJ/kmol·K)} \tag{13–22}$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i c_{p,i} \quad \text{(kJ/kg·K)} \qquad \text{e} \qquad \overline{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \overline{c}_{p,i} \quad \text{(kJ/kmol·K)} \tag{13–23}$$

Observe que as *propriedades por unidade de massa envolvem frações mássicas* (mf_i) *e as propriedades por unidade molar envolvem frações molares* (y_i).

As relações apresentadas são exatas para as misturas de gases ideais e aproximadas para as misturas de gases reais. (Na verdade, elas também se aplicam ao líquido não reativo e às soluções sólidas, particularmente quando formam uma "solução ideal".) A única grande dificuldade associada a essas relações é a determinação das propriedades de cada gás tomadas individualmente nas mistura. A análise pode ser muito simplificada quando os gases individuais são tratados como gases ideais, desde que isso não introduza nenhum erro significativo.

Misturas de gases ideais

Os gases que constituem uma mistura quase sempre estão a uma alta temperatura e a uma baixa pressão em relação aos valores dos pontos críticos dos gases individuais. Em tais casos, a mistura de gases e seus componentes podem ser tratados como gases ideais com erro desprezível. Sob a hipótese de ser um gás ideal, as propriedades de um gás não são influenciadas pela presença de outros gases, e cada componente da mistura comporta-se como se existisse sozinho à temperatura da mistura T_m, ocupando o volume da mistura V_m. Esse princípio é conhecido como a lei de Gibbs-Dalton, que é uma extensão da lei de Dalton das pressões aditivas. Da mesma forma, os valores h, u, c_v e c_p de um gás ideal dependem apenas da temperatura e são independentes da pressão ou do volume da mistura de gases ideais. A pressão parcial de um componente de uma mistura de gases ideais é simplesmente $P_i = y_i P_m$, onde P_m é a pressão da mistura.

A avaliação de Δu ou Δh dos componentes de uma mistura de gases ideais durante um processo é relativamente fácil, uma vez que exige apenas o conhecimento das temperaturas inicial e final. É preciso tomar cuidado, porém, ao avaliar o Δs dos componentes, uma vez que a entropia de um gás ideal depende da pressão ou do volume do componente, bem como de sua temperatura. A variação da entropia de gases individuais em uma mistura de gases ideais durante um processo pode ser determinada por

$$\Delta s_i = s^\circ_{i,2} - s^\circ_{i,1} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong c_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{13–24}$$

ou

$$\Delta \bar{s}_i = \bar{s}^\circ_{i,2} - \bar{s}^\circ_{i,1} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong \bar{c}_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \qquad \textbf{(13–25)}$$

onde $P_{i,2} = y_{i,2}P_{m,2}$ e $P_{i,1} = y_{i,1}P_{m,1}$. Observe que é a pressão parcial P_i de cada componente a pressão usada na avaliação da variação da entropia, e não a pressão da mistura P_m (Fig. 13–13).

Pressão parcial do componente i no estado 2
$\Delta s_i^\circ = s_{i,2}^\circ - s_{i,1}^\circ - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}$
Pressão parcial do componente i no estado 1

FIGURA 13–13 As pressões parciais (e não a pressão da mistura) são usadas na avaliação das variações da entropia das misturas de gases ideais.

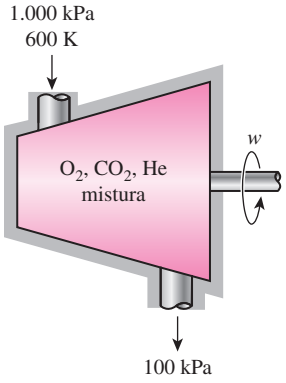


FIGURA 13–14 Esquema para o Exemplo 13–3.

EXEMPLO 13–3 Expansão de uma mistura de gases ideais em uma turbina

Uma mistura de gases constituída de oxigênio (O_2), dióxido de carbono (CO_2), e hélio (He) com frações de massa de 0,0625, 0,625 e 0,3125, respectivamente, entra em uma turbina adiabática a 1.000 kPa e 600 K em regime permanente e expande-se com uma pressão de 100 kPa (Fig. 13–14). A eficiência isentrópica da turbina é de 90%. Para os componentes dos gases admite-se calores específicos constantes à temperatura ambiente. Determine (*a*) o trabalho de saída por unidade de massa da mistura e (*b*) A destruição de exergia e a eficiência de segunda lei da turbina. Considere que a temperatura ambiente seja $T_0 = 25\ °C$.

SOLUÇÃO As frações de massa dos componentes da mistura do gás, que se expande em uma turbina adiabática, são dadas. A saída de trabalho, a destruição da exergia e a eficiência de segunda lei devem ser determinadas.

Hipótese Todos os gases são modelados como gases ideais com calores específicos constantes.

Análise (*a*) As frações de massa dos componentes da mistura são $mf_{O_2} = 0{,}0625$, $mf_{CO_2} = 0{,}625$ e $mf_{He} = 0{,}3125$. Os calores específicos dos gases na temperatura ambiente são (Tab. A–2*a*):

	c_v, kJ/kg·K	c_p, kJ/kg·K
O_2:	0,658	0,918
CO_2:	0,657	0,846
He:	3,1156	5,1926

Assim, os calores específicos da mistura, a pressão e volume constantes, são

$$\begin{aligned} c_p &= mf_{O_2}c_{p,O_2} + mf_{CO_2}c_{p,CO_2} + mf_{He}c_{p,He} \\ &= 0{,}0625 \times 0{,}918 + 0{,}625 \times 0{,}846 + 0{,}3125 \times 5{,}1926 \\ &= 2{,}209\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_v &= mf_{O_2}c_{v,O_2} + mf_{CO_2}c_{v,CO_2} + mf_{He}c_{v,He} \\ &= 0{,}0625 \times 0{,}658 + 0{,}625 \times 0{,}657 + 0{,}3125 \times 3{,}1156 \\ &= 1{,}425\ \text{kJ/kg·K} \end{aligned}$$

A aparente constante do gás da mistura e a razão do calor específico são

$$R = c_p - c_v = 2{,}209 - 1{,}425 = 0{,}7836\ \text{kJ/kg·K}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{2{,}209\ \text{kJ/kg·K}}{1{,}425\ \text{kJ/kg·K}} = 1{,}550$$

(*continua*)

(*continuação*)

A temperatura ao final da expansão para o processo isentrópico é

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (600\ \text{K})\left(\frac{100\ \text{kPa}}{1.000\ \text{kPa}}\right)^{0,55/1,55} = 265,0\ \text{K}$$

Usando a definição de eficiência da turbina isentrópica, a temperatura real de saída é

$$T_2 = T_1 - \eta_{\text{turb}}(T_1 - T_{2s}) = (600\ \text{K}) - (0,90)(600 - 265)\ \text{K} = 298,5\ \text{K}$$

Observando que a turbina é adiabática (ou seja, não há transferência de calor), a saída de trabalho real é determinada como

$$w_{\text{sai}} = h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) = (2,209\ \text{kJ/kg·K})(600 - 298,5)$$
$$= \mathbf{666,0\ kJ/kg}$$

(*b*) A variação da entropia da mistura do gás e a destruição da exergia na turbina são

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} = (2,209\ \text{kJ/kg·K})\ln\frac{298,5\ \text{K}}{600\ \text{K}}$$
$$- (0,7836\ \text{kJ/kg·K})\ln\frac{100\ \text{kPa}}{1.000\ \text{kPa}} = 0,2658\ \text{kJ/kg·K}$$
$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{ger}} = T_0(s_2 - s_1) = (298\ \text{K})(0,2658\ \text{kJ/kg·K}) = \mathbf{79,2\ kJ/kg}$$

A exergia fornecida é a soma do trabalho na saída da turbina (exergia recuperada) e a destruição da exergia (exergia perdida),

$$x_{\text{fornecida}} = x_{\text{recuperada}} + x_{\text{dest}} = w_{\text{sai}} + x_{\text{dest}} = 666,0 + 79,2 = 745,2\ \text{kJ/kg}$$

A eficiência de segunda lei é a razão das exergias recuperada e fornecida,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{x_{\text{recuperada}}}{x_{\text{fornecida}}} = \frac{w_{\text{sai}}}{x_{\text{fornecida}}} = \frac{666,0\ \text{kJ/kg}}{745,2\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0,894\ \ ou\ \ 89,4\%}$$

Discussão A eficiência de segunda lei é a medida da perfeição termodinâmica. Um processo que não gera entropia (e assim não destrói exergia) tem uma eficiência de segunda lei de 100%.

EXEMPLO 13–4 Destruição da exergia durante o processo de mistura de gases ideais

Um tanque rígido isolado é dividido em dois compartimentos por uma divisória, como mostra a Fig. 13–15. Um compartimento contém 3 kmol de O_2, e o outro compartimento contém 5 kmol de CO_2. Inicialmente, ambos os gases estão a 25 °C e 200 kPa. A divisória é removida e os dois gases podem se misturar. Considerando que a vizinhança esteja a 25 °C e que ambos os gases se comportem como gases ideais, determine a variação da entropia e a destruição da exergia associadas a esse processo.

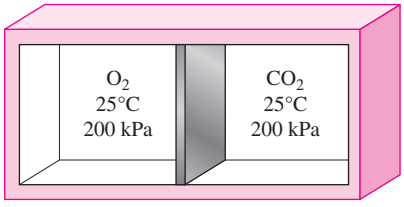


FIGURA 13–15 Esquema para o Exemplo 13–4.

SOLUÇÃO Um tanque rígido contém dois gases separados por uma divisória. A variação da entropia e a exergia destruída depois que a divisória é removida devem ser determinadas.

Hipótese Ambos os gases e sua mistura são gases ideais.

Análise Consideramos todo o conteúdo do tanque (os dois compartimentos) como o sistema. Esse é um sistema fechado, uma vez que nenhuma massa atravessa a fronteira durante o processo. Observamos que o volume de um tanque rígido é constante e que não há transferência de energia como calor ou trabalho. Ambos os gases estão inicialmente à mesma temperatura e pressão.

Quando dois gases ideais inicialmente à mesma temperatura e pressão são misturados removendo-se uma divisória entre eles, a mistura também estará à mesma temperatura e pressão. (Você pode provar isso? Isso vale para gases não ideais?) Portanto, a temperatura e a pressão do tanque ainda será de 25 °C e 200 kPa respectivamente, mesmo após a mistura. A variação da entropia de cada gás componente pode ser determinada a partir das Eqs. 13–18 e 13–25:

$$\Delta S_m = \sum \Delta S_i = \sum N_i\, \Delta \bar{s}_i = \sum N_i \left(\bar{c}_{p,i} \ln \frac{\overset{\nearrow 0}{T_{i,2}}}{T_{i,1}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \right)$$

$$= -R_u \sum N_i \ln \frac{y_{i,2} P_{m,2}}{P_{i,1}} = -R_u \sum N_i \ln y_{i,2}$$

uma vez que $P_{m,2} = P_{i,1} = 200$ kPa. É óbvio que, neste caso, a variação da entropia não depende da composição da mistura, pois depende apenas da fração molar dos gases da mistura. O que não é tão óbvio é que se o mesmo gás em duas câmaras diferentes for misturado a temperatura e pressão constantes, a variação da entropia é zero.

Substituindo os valores conhecidos, a variação da entropia torna-se

$$N_m = N_{O_2} + N_{CO_2} = (3 + 5)\ \text{kmol} = 8\ \text{kmol}$$

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{3\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0{,}375$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{5\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0{,}625$$

$$\Delta S_m = -R_u (N_{O_2} \ln y_{O_2} + N_{CO_2} \ln y_{CO_2})$$

$$= -(8{,}314\ \text{kJ/kmol·K})[(3\ \text{kmol})(\ln 0{,}375) + (5\ \text{kmol})(\ln 0{,}625)]$$

$$= \mathbf{44{,}0\ kJ/K}$$

A destruição da exergia associada a esse processo de mistura é determinada por

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} = T_0\, \Delta S_{\text{sistema}}$$

$$= (298\ \text{K})(44{,}0\ \text{kJ/K})$$

$$= \mathbf{13{,}1\ MJ}$$

Discussão Esse grande valor para a destruição da exergia mostra que os processos de mistura são altamente irreversíveis.

Misturas de gases reais

Quando os componentes de uma mistura de gases não se comportam como um gás ideal, a análise torna-se mais complexa porque as propriedades dos gases reais (não ideais) como u, h, c_v e c_p dependem da pressão (ou do volume específico), bem como da temperatura. Em tais casos, os efeitos do desvio em relação ao comportamento do gás ideal das propriedades da mistura devem ser levados em conta.

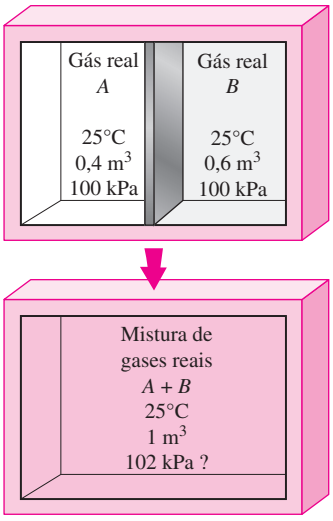


FIGURA 13–16 É difícil prever o comportamento das misturas de gases não ideais por causa da influência mútua que as diferentes moléculas exercem umas sobre as outras.

Considere dois gases não ideais contidos em dois compartimentos separados em um tanque rígido adiabático, a 100 kPa e 25 °C. A divisória que separa os dois gases é removida e eles se misturam. Qual é a pressão final do tanque? Provavelmente você se sente tentado a dizer 100 kPa, que seria a pressão final dos gases ideais. Entretanto, isso não vale para os gases não ideais, por causa da influência que as moléculas dos diferentes gases exercem umas sobre as outras (desvio da lei de Dalton, ver Fig. 13–16).

Quando o problema envolve misturas de gases reais, é preciso levar em conta o efeito do comportamento não ideal nas propriedades como a entalpia e a entropia da mistura. Uma forma de fazer isso é usar os fatores de compressibilidade juntamente com as equações e os diagramas generalizados desenvolvidos no Cap. 12 para os gases reais.

Considere a seguinte relação $T\,ds$ para uma mistura de gases:

$$dh_m = T_m\,ds_m + v_m\,dP_m$$

Ela também pode ser expressa como

$$d\left(\sum \text{mf}_i h_i\right) = T_m\,d\left(\sum \text{mf}_i s_i\right) + \left(\sum \text{mf}_i v_i\right) dP_m$$

ou

$$\sum \text{mf}_i(dh_i - T_m\,ds_i - v_i\,dP_m) = 0$$

que resulta em

$$dh_i = T_m\,ds_i + v_i\,dP_m \qquad \textbf{(13–26)}$$

Esse é um resultado importante, porque a Eq. 13–26 é o ponto de partida para o desenvolvimento de relações e diagramas generalizados para a entalpia e a entropia. Ela sugere que as relações e os diagramas generalizados de propriedades para os gases reais desenvolvidos no Cap. 12 também podem ser usados para os componentes das misturas de gases reais. Mas a temperatura reduzida T_R e a pressão reduzida P_R de cada componente podem ser avaliadas usando a temperatura da mistura T_m e a pressão da mistura P_m. Isso acontece porque a Eq. 13–26 envolve a pressão da mistura P_m, e não a pressão do componente P_i.

A abordagem descrita anteriormente é análoga à lei de Amagat dos volumes aditivos (avaliação das propriedades da mistura à pressão e temperatura da mistura), que vale exatamente para as misturas de gases ideais e aproximadamente para as misturas de gases reais. Assim, as propriedades das misturas determinadas com essa abordagem não são exatas, mas são suficientemente precisas.

E se o volume e a temperatura da mistura forem especificados em vez da pressão e temperatura da mistura? Bem, não é preciso entrar em pânico. Basta avaliar a pressão da mistura usando a lei de Dalton das pressões aditivas e em seguida usar esse valor (que é apenas aproximado) como a pressão da mistura.

Outra forma de avaliar as propriedades de uma mistura de gases reais é tratar a mistura como uma substância pseudopura com propriedades pseudocríticas, determinadas pelas propriedades críticas dos gases componentes usando a regra de Kay. A abordagem é bastante simples, e geralmente a precisão é aceitável.

EXEMPLO 13–5 Resfriamento de uma mistura de gases não ideais

O ar é uma mistura de N_2, O_2 e de outros gases em pequenas quantidades, e pode ser aproximado como uma mistura de 79% de N_2 e 21% de O_2 em bases molares. Durante um processo com escoamento em regime permanente, o ar é resfriado de 220 K até 160 K a uma pressão constante de 10 MPa (Fig. 13–17). Determine a transferência de calor durante esse processo por kmol de ar, usando (*a*) a aproximação do gás ideal, (*b*) a regra de Kay e (*c*) a lei de Amagat.

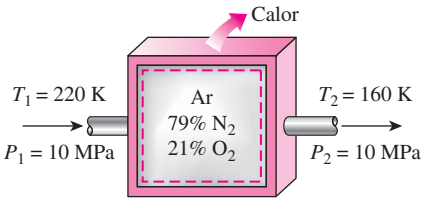


FIGURA 13–17 Esquema para o Exemplo 13–5.

SOLUÇÃO O ar a uma temperatura baixa e a uma pressão alta é resfriado à pressão constante. A transferência de calor deve ser determinada usando três abordagens diferentes.

Hipóteses **1** Esse é um processo com escoamento em regime permanente, uma vez que não há variação com o tempo em nenhum ponto; portanto, $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$. **2** As variações da energia cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Consideramos a *região* onde ocorre o *resfriamento* como o sistema. Esse é um *volume de controle*, uma vez que a massa atravessa a fronteira do sistema durante o processo. Observamos que o calor é transferido para fora do sistema.

As propriedades críticas são $T_{cr} = 126{,}2$ K e $P_{cr} = 3{,}39$ MPa para o N_2, e $T_{cr} = 154{,}8$ K e $P_{cr} = 5{,}08$ MPa para o O_2. Os dois gases permanecem acima de suas temperaturas críticas, mas eles também estão acima de suas pressões críticas. Portanto, o ar provavelmente se desviará do comportamento de um gás ideal e deve ser tratado como uma mistura de gases reais.

O balanço de energia desse sistema com escoamento em regime permanente pode ser expresso em mols como

$$e_{ent} - e_{sai} = \Delta e^{\nearrow 0}_{sistema} = 0 \rightarrow e_{ent} = e_{sai} \rightarrow \overline{h}_1 = \overline{h}_2 + \overline{q}_{sai}$$

$$\overline{q}_{sai} = \overline{h}_1 - \overline{h}_2 = y_{N_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{O_2}$$

onde a variação da entalpia de cada componente pode ser determinada com o diagrama generalizado do desvio da entalpia (Fig. A–29) e com a Eq. 12–58:

$$\overline{h}_1 - \overline{h}_2 = \overline{h}_{1,\,ideal} - \overline{h}_{2,\,ideal} - R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2})$$

Os dois primeiros termos do lado direito dessa equação representam a variação da entalpia do componente como gás ideal. O termo entre parênteses representa o desvio do comportamento em relação ao gás ideal, e sua avaliação exige um conhecimento da pressão reduzida P_R e da temperatura reduzida T_R, que são calculadas à temperatura da mistura T_m e à pressão da mistura P_m.

(*a*) Se o comportamento da mistura de N_2 e O_2 tiver as mesmas características que o de um gás ideal, a entalpia da mistura dependerá apenas da temperatura, e os valores da entalpia às temperaturas inicial e final podem ser determinados nas tabelas de gases ideais para N_2 e O_2 (ver Tabs. A–18 e A–19):

$$T_1 = 220 \text{ K} \rightarrow \overline{h}_{1,\,ideal,\,N_2} = 6.391 \text{ kJ/kmol}$$

$$\overline{h}_{1,\,ideal,\,O_2} = 6.404 \text{ kJ/kmol}$$

$$T_2 = 160 \text{ K} \rightarrow \overline{h}_{2,\,ideal,\,N_2} = 4.648 \text{ kJ/kmol}$$

$$\overline{h}_{2,\,ideal,\,O_2} = 4.657 \text{ kJ/kmol}$$

$$\begin{aligned}\overline{q}_{sai} &= y_{N_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\overline{h}_1 - \overline{h}_2)_{O_2} \\ &= (0{,}79)(6.391 - 4.648)\text{ kJ/kmol} + (0{,}21)(6.404 - 4.657)\text{ kJ/kmol} \\ &= \mathbf{1.744 \text{ kJ/kmol}}\end{aligned}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*b*) a regra de Kay tem por base o tratamento de uma mistura de gases como substância pseudopura, cujas temperatura e pressão críticas são

$$\begin{aligned} T'_{\text{cr},m} &= \sum y_i T_{\text{cr},i} = y_{\text{N}_2} T_{\text{cr,N}_2} + y_{\text{O}_2} T_{\text{cr,O}_2} \\ &= (0{,}79)(126{,}2\ \text{K}) + (0{,}21)(154{,}8\ \text{K}) = 132{,}2\ \text{K} \end{aligned}$$

e

$$\begin{aligned} P'_{\text{cr},m} &= \sum y_i P_{\text{cr},i} = y_{\text{N}_2} P_{\text{cr,N}_2} + y_{\text{O}_2} P_{\text{cr,O}_2} \\ &= (0{,}79)(3{,}39\ \text{MPa}) + (0{,}21)(5{,}08\ \text{MPa}) = 3{,}74\ \text{MPa} \end{aligned}$$

Então,

$$\left.\begin{aligned} T_{R,1} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},m}} = \frac{220\ \text{K}}{132{,}2\ \text{K}} = 1{,}66 \\ P_R &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},m}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3{,}74\ \text{MPa}} = 2{,}67 \end{aligned}\right\} Z_{h_1,m} = 1{,}0$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R,2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},m}} = \frac{160\ \text{K}}{132{,}2\ \text{K}} = 1{,}21 \end{aligned}\right\} Z_{h_2,m} = 2{,}6$$

Da mesma forma,

$$\begin{aligned} \bar{h}_{m_1,\text{ideal}} &= y_{\text{N}_2}\bar{h}_{1,\text{ideal,N}_2} + y_{\text{O}_2}\bar{h}_{1,\text{ideal,O}_2} \\ &= (0{,}79)(6.391\ \text{kJ/kmol}) + (0{,}21)(6.404\ \text{kJ/kmol}) \\ &= 6.394\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{h}_{m_2,\text{ideal}} &= y_{\text{N}_2}\bar{h}_{2,\text{ideal,N}_2} + y_{\text{O}_2}\bar{h}_{2,\text{ideal,O}_2} \\ &= (0{,}79)(4.648\ \text{kJ/kmol}) + (0{,}21)(4.657\ \text{kJ/kmol}) \\ &= 4.650\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

Portanto,

$$\begin{aligned} \bar{q}_{\text{sai}} &= (\bar{h}_{m_1,\text{ ideal}} - \bar{h}_{m_2,\text{ideal}}) - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_m \\ &= [(6.394 - 4.650)\ \text{kJ/kmol}] - (8{,}314\ \text{kJ/kmol·K})(132{,}2\ \text{K})(1{,}0 - 2{,}6) \\ &= \mathbf{3.503\ kJ/kmol} \end{aligned}$$

(*c*) As temperaturas e pressões reduzidas do N_2 e O_2 nos estados inicial e final e os correspondentes fatores de desvios da entalpia são (Fig. A–29),

N_2:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1,\text{N}_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr,N}_2}} = \frac{220\ \text{K}}{126{,}2\ \text{K}} = 1{,}74 \\ P_{R,\text{N}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,N}_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3{,}39\ \text{MPa}} = 2{,}95 \end{aligned}\right\} Z_{h_1,\text{N}_2} = 0{,}9$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2,\text{N}_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr,N}_2}} = \frac{160\ \text{K}}{126{,}2\ \text{K}} = 1{,}27 \end{aligned}\right\} Z_{h_2,\text{N}_2} = 2{,}4$$

O_2:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1,\text{O}_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr,O}_2}} = \frac{220\ \text{K}}{154{,}8\ \text{K}} = 1{,}42 \\ P_{R,\text{O}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,O}_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5{,}08\ \text{MPa}} = 1{,}97 \end{aligned}\right\} Z_{h_1,\text{O}_2} = 1{,}3$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1,\text{O}_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr,O}_2}} = \frac{160\ \text{K}}{154{,}8\ \text{K}} = 1{,}03 \end{aligned}\right\} Z_{h_2,\text{O}_2} = 4{,}0$$

A partir da Eq. 12–58,

$$(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} = (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{N_2} - R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{N_2}$$
$$= [(6.391 - 4.648)\ \text{kJ/kmol}] - (8{,}314\ \text{kJ/kmol·K})(126{,}2\ \text{K})(0{,}9 - 2{,}4)$$
$$= 3.317\ \text{kJ/kmol}$$

$$(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} = (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{O_2} - R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{O_2}$$
$$= [(6.404 - 4.657)\ \text{kJ/kmol}] - (8{,}314\ \text{kJ/kmol·K})(154{,}8\ \text{K})(1{,}3 - 4{,}0)$$
$$= 5.222\ \text{kJ/kmol}$$

Portanto,

$$\bar{q}_{\text{sai}} = y_{N_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2}$$
$$= (0{,}79)(3.317\ \text{kJ/kmol}) + (0{,}21)(5.222\ \text{kJ/kmol})$$
$$= \mathbf{3.717\ kJ/kmol}$$

Discussão Esse resultado é cerca de 6% maior do que o resultado obtido na parte (*b*) usando a regra de Kay. Mas ele é mais do que duas vezes o resultado obtido considerando a mistura gás ideal.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

Potencial químico e o trabalho de separação das misturas

Quando dois gases ou dois líquidos miscíveis são colocados em contato, eles se misturam e formam uma mistura ou solução homogênea sem exigir transferência de trabalho. Ou seja, as substâncias miscíveis colocadas em contato naturalmente tendem a se misturar. Esses são processos irreversíveis, e portanto é impossível que o processo de separação reverso ocorra espontaneamente. Por exemplo, os gases nitrogênio puro e oxigênio puro misturam-se facilmente quando colocados em contato, mas em uma mistura de nitrogênio e oxigênio (como o ar) nunca ocorre a separação espontânea em nitrogênio e oxigênio puros.

Os processos de mistura e separação normalmente são usados em situações práticas. Os processos de separação exigem transferência de trabalho para o sistema (ou, de forma mais geral, transferência de exergia), e a minimização dessa transferência de trabalho necessária é parte importante do processo de projeto das usinas de separação. A presença de moléculas não semelhantes em uma mistura de gases afeta a interação entre essas moléculas, portanto o efeito da composição da mistura sobre as propriedades deve ser levado em conta em qualquer análise termodinâmica. Nesta seção analisamos os processos de mistura em geral, com especial ênfase nas soluções ideais, e determinamos a geração de entropia e a destruição da exergia. Depois, consideramos o processo reverso da separação, e determinaremos a transferência de trabalho mínima (ou reversível) necessária para a separação.

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

A função de Gibbs específica (ou a energia livre de Gibbs), representada por g é definida como a combinação de propriedades $g = h - Ts$. Usando a relação $dh = v\,dP + T\,ds$, a diferencial da função de Gibbs de uma substância pura é

$$dg = v\,dP - s\,dT \quad \text{ou} \quad dG = V\,dP - S\,dT \qquad \text{(substância pura)} \tag{13–27}$$

Para uma mistura, a função de Gibbs total é uma função de duas propriedades independentes intensivas e também uma função da composição; portanto, pode ser expressa como $G = G(P, T, N_1, N_2, \ldots, N_i)$. Seu diferencial é

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial P}\right)_{T,N} dP + \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{P,N} dT + \sum_i \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} dN_i \qquad \text{(mistura)} \tag{13–28}$$

onde o subscrito N_j indica que o número de mols de todos os componentes da mistura além do componente i devem ser mantidos constantes durante a diferenciação. Para uma substância pura, o último termo é eliminado, uma vez que a composição é fixa e a equação anterior deve se reduzir àquela que se refere a uma substância pura. Comparando as Eqs. 13–27 e 13–28, temos

$$dG = V\,dP - S\,dT + \sum_i \mu_i\,dN_i \quad \text{ou} \quad d\overline{g} = \overline{v}\,dP - \overline{s}\,dT + \sum_i \mu_i\,dy_i \tag{13–29}$$

onde $y_i = N_i/N_m$ é a fração molar do componente i (N_m é o número total de mols da mistura) e

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} = \tilde{g}_i = \tilde{h}_i - T\tilde{s}_i \qquad \text{(para o componente } i \text{ de uma mistura)} \tag{13–30}$$

é o **potencial químico**, que é *a variação na função de Gibbs da mistura em uma fase especificada quando uma quantidade unitária do componente i na mesma fase é adicionada, mantidas constantes a pressão e a temperatura, bem como as quantidades de todos os outros componentes.* O til no símbolo (como em $\tilde{v}$, $\tilde{h}$ e $\tilde{s}$) é usado para indicar as **propriedades molares parciais** dos componentes. Observe que o termo de soma da Eq. 13–29 é zero para um sistema de único componente; portanto, o potencial químico de um sistema puro em determinada fase é equivalente à função de Gibbs molar (Fig. 13–18), uma vez que $G = Ng = N\mu$, onde

$$\mu = \left(\frac{\partial G}{\partial N}\right)_{P,T} = \overline{g} = \overline{h} - T\overline{s} \qquad \text{(substância pura)} \tag{13–31}$$

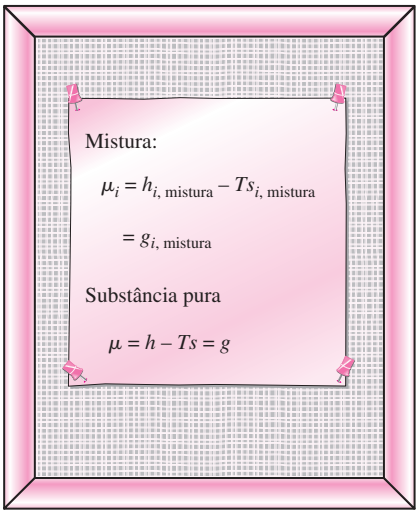


FIGURA 13–18 Para uma substância pura, o potencial químico é equivalente à função de Gibbs.

Portanto, a diferença entre o potencial químico e a função de Gibbs é decorrente do efeito que as moléculas diferentes de uma mistura exercem umas sobre as outras. É por causa desse efeito molecular que o volume da mistura dos dois líquidos miscíveis pode ser maior ou menor do que a soma dos volumes iniciais dos líquidos individuais. Da mesma forma, a entalpia total da mistura dos dois componentes à mesma pressão e temperatura, em geral, não é igual à soma das entalpias totais dos componentes individuais antes da mistura; a diferença é a entalpia (ou o calor) da mistura, que é o calor liberado ou absorvido quando dois ou mais componentes se misturam isotermicamente. Por exemplo, o volume de uma mistura de água e álcool etílico é pouco menor do que a soma dos volumes dos líquidos individuais antes da mistura. Da mesma maneira, quando a água e a farinha misturam-se para formar uma massa,

a temperatura da massa aumenta consideravelmente em virtude da entalpia liberada no processo de mistura.

Pelos motivos explicados anteriormente, as propriedades molares parciais dos componentes (indicadas por um til) devem ser usadas na avaliação das propriedades extensivas de uma mistura, em vez das propriedades específicas dos componentes puros. Por exemplo, o volume total, a entalpia e a entropia de uma mistura devem ser determinados, respectivamente, por

$$V = \sum_i N_i \tilde{v}_i \quad H = \sum_i N_i \tilde{h}_i \quad \text{e} \quad S = \sum_i N_i \tilde{s}_i \qquad \text{(mistura)} \tag{13–32}$$

em vez de

$$V^* = \sum_i N_i \bar{v}_i \quad H^* = \sum_i N_i \bar{h}_i \quad \text{e} \quad S^* = \sum_i N_i \bar{s}_i \tag{13–33}$$

Então, as variações dessas propriedades extensivas durante a mistura tornam-se

$$\Delta V_{\text{mistura}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i),\ \Delta H_{\text{mistura}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i),\ \Delta S_{\text{mistura}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) \tag{13–34}$$

onde $\Delta H_{\text{mistura}}$ é a **entalpia de mistura** e $\Delta S_{\text{mistura}}$ é a **entropia de mistura** (Fig. 13–19). A entalpia de mistura é positiva para processos de mistura exotérmicos, negativa para processos de mistura endotérmicos e zero para processos de mistura isotérmicos, durante os quais nenhum calor é absorvido ou liberado. Observe que a mistura é um processo irreversível, e portanto a entropia de mistura deve ser uma quantidade positiva durante um processo adiabático. O volume específico, a entalpia e a entropia de uma mistura são determinados por

$$\bar{v} = \sum_i y_i \tilde{v}_i \quad \bar{h} = \sum_i y_i \tilde{h}_i \quad \text{e} \quad \bar{s} = \sum_i y_i \tilde{s}_i \tag{13–35}$$

onde y_i é a fração molar do componente i da mistura.

Reconsidere a Eq. 13–29 para dG. Lembre-se de que as propriedades são funções pontuais e têm diferenciais exatas. Assim, a relação matemática para as diferenciais exatas (teste de exatidão) pode ser aplicada ao lado direito da Eq. 13–29 para obter algumas relações importantes. Para o diferencial $dz = M\,dx + N\,dy$ de uma função $z(x, y)$, o teste de exatidão deve ser expresso como $(\partial M/\partial y)x = (\partial N/\partial x)y$. Quando a quantidade do componente i de uma mistura varia a pressão e temperatura constantes enquanto os outros componentes (indicados por j) são mantidos constantes, a Eq. 13–29 pode ser simplificada como

$$dG = -S\,dT + \mu_i\,dN_i \quad (\text{para } P = \text{constante e } N_j = \text{constante}) \tag{13–36}$$

$$dG = V\,dP + \mu_i\,dN_i \quad (\text{para } T = \text{constante e } N_j = \text{constante}) \tag{13–37}$$

Aplicando o teste de exatidão a essas relações temos

$$\left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,N} = -\left(\frac{\partial S}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = -\tilde{s}_i \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,N} = \left(\frac{\partial V}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = \tilde{v}_i \tag{13–38}$$

onde o subscrito N indica que os números de mols de todos os componentes (e portanto a composição da mistura) devem permanecer constantes. Considerando o potencial químico de um componente como função da temperatura, pressão e composição, $\mu_i = \mu_i(P, T, y_1, y_2, \ldots, y_j \ldots)$, seu diferencial total pode ser expresso como

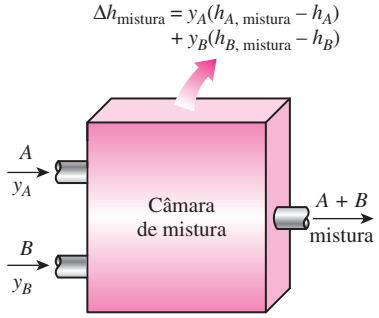


FIGURA 13–19 A quantidade de calor liberada ou absorvida durante um processo de mistura é chamada de entalpia (ou calor) de mistura, que é zero para as soluções ideais.

$$d\mu_i = d\tilde{g}_i = \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,y} dP + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,y} dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \quad \textbf{(13–39)}$$

onde o subscrito y indica que as frações molares de todos os componentes (e portanto a composição da mistura) devem permanecer constantes. Substituindo as Eqs. 13–38 na relação anterior temos

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\, dP - \tilde{s}_i\, dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \quad \textbf{(13–40)}$$

Para uma mistura de composição fixa que passa por um processo isotérmico isso pode ser simplificado como

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\, dP \qquad (T = \text{constante}, y_i = \text{constante}) \quad \textbf{(13–41)}$$

Misturas de gases ideais e soluções ideais

Quando o efeito mútuo de moléculas não semelhantes de uma mistura é desprezível, diz-se que a mistura é uma **mistura ideal** ou uma **solução ideal**, e *o potencial químico de um componente em tal mistura é igual à função de Gibbs do componente puro.* Muitas soluções líquidas encontradas em situações práticas, particularmente as soluções diluídas, satisfazem essa condição com boa aproximação e podem ser consideradas soluções ideais com erro desprezível. Como era de esperar, a aproximação da solução ideal simplifica bastante a análise termodinâmica das misturas. Em uma solução ideal, as interações entre moléculas não acarretam forças extras de atração ou repulsão entre elas. Em geral, isso acontece com as misturas de substâncias similares, como as dos produtos de petróleo. Substâncias muito diferentes, como a água e o óleo, não se misturam para formar uma solução.

Para uma mistura de gás ideal à temperatura T e à pressão total P, o volume molar parcial de um componente i é $\tilde{v}_i = v_i = R_u T/P$. Substituindo essa relação na Eq. 13–41, temos

$$d\mu_i = \frac{R_u T}{P} dP = R_u T d\ln P = R_u T d\ln P_i \quad (T = \text{constante}, y_i = \text{constante}, \text{gás ideal}) \quad \textbf{(13–42)}$$

uma vez que, pela lei de Dalton das pressões aditivas, $P_i = y_i P$ para uma mistura de gás ideal e

$$d\ln P_i = d\ln(y_i P) = d(\ln y_i + \ln P) = d\ln P \quad (y_i = \text{constante}) \quad \textbf{(13–43)}$$

para y_i constante. Integrando a Eq. 13–42 a temperatura constante, desde a pressão de mistura total P até a pressão P_i do componente i, temos

$$\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P) + R_u T \ln \frac{P_i}{P} = \mu_i(T, P) + R_u T \ln y_i \quad (\text{gás ideal}) \quad \textbf{(13–44)}$$

Para $y_i = 1$ (ou seja, uma substância pura do componente i isolado), o último termo da equação anterior desaparece e ficamos com $\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P)$, que é o valor para a substância pura i. Assim, o termo $\mu_i(T, P)$ é simplesmente o potencial químico da substância pura i quando ele existe sozinho à pressão e temperatura totais, o que é equivalente à função de Gibbs, uma vez que o potencial químico e a função de Gibbs são idênticos para as substâncias puras. O termo

$\mu_i(T, P)$ não depende da composição da mistura e das frações molares, e seu valor pode ser determinado pelas tabelas de propriedades das substâncias puras. Assim, a Eq. 13–44 pode ser escrita novamente de forma mais explícita como

$$\mu_{i,\,\text{mistura, ideal}}(T, P_i) = \mu_{i,\,\text{pura}}(T, P) + R_u T \ln y_i \qquad \textbf{(13–45)}$$

Observe que *o potencial químico de um componente de uma mistura de gases ideais depende da fração molar dos componentes, bem como da temperatura e pressão da mistura, e não depende da identidade dos outros gases constituintes.* Isso não é surpresa, uma vez que as moléculas de um gás ideal comportam-se como se existissem sozinhas e não fossem influenciadas pela presença de outras moléculas.

A Eq. 13–45 foi desenvolvida para uma mistura de gases ideais, mas também se aplica a misturas ou soluções que se comportam da mesma maneira — ou seja, às misturas ou soluções nas quais as ações mútuas entre as moléculas dos diferentes componentes são desprezíveis. A classe dessas misturas é chamada de *soluções ideais* (ou *misturas ideais*), como já foi discutido. A mistura de gases ideais descrita é apenas uma categoria de soluções ideais. Outra grande categoria de soluções ideais são as *soluções líquidas diluídas*, como a água salgada. É possível mostrar que a entalpia de mistura e a variação no volume em virtude da mistura são zero para as soluções ideais (ver Wark, 1995). Ou seja,

$$\Delta V_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i) = 0 \quad \text{e} \quad \Delta H_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i) = 0 \qquad \textbf{(13–46)}$$

Em seguida, $\tilde{v}_i = \bar{v}_i$ e $\tilde{h}_i = \bar{h}_i$. Ou seja, o volume molar parcial e a entalpia molar parcial de um componente de uma solução é igual ao volume específico e à entalpia daquele componente quando sozinho como uma substância pura à temperatura e pressão da mistura. Portanto, o volume específico e a entalpia dos componentes individuais não mudam durante o processo de mistura caso formem uma solução ideal. Assim, o volume específico e a entalpia de uma solução ideal (Fig. 13–20) podem ser expressos como

$$\bar{v}_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i y_i \tilde{v}_i = \sum_i y_i \bar{v}_{i,\,\text{pura}} \quad \text{e} \quad \bar{h}_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i y_i \tilde{h}_i = \sum_i y_i \bar{h}_{i,\,\text{pura}} \qquad \textbf{(13–47)}$$

Observe que isso não acontece com a entropia ou com as propriedades que a envolvem como a função de Gibby, por exemplo, nem mesmo em soluções ideais. Para obtermos uma relação para a entropia de uma mistura, diferenciamos a Eq. 13–45 com relação à temperatura mantendo a pressão e fração molar constantes

$$\left(\frac{\partial \mu_{i,\,\text{mistura}}(T, P_i)}{\partial T}\right)_{P,y} = \left(\frac{\partial \mu_{i,\,\text{pura}}(T, P)}{\partial T}\right)_{P,y} + R_u \ln y_i \qquad \textbf{(13–48)}$$

Comparando com a Eq. 13–38, as duas derivadas parciais anteriores são simplesmente as entropias molares parciais com o sinal trocado. Substituindo

$$\bar{s}_{i,\,\text{mistura, ideal}}(T, P_i) = \bar{s}_{i,\,\text{pura}}(T, P) - R_u \ln y_1 \quad \text{(solução ideal)} \qquad \textbf{(13–49)}$$

Observe que $\ln y_i$ é uma quantidade negativa, uma vez que $y_i < 1$. Portanto, $-R_u \ln y_i$ é sempre positivo. Dessa forma, a entropia de um componente de uma mistura é sempre maior do que a entropia daquele componente quando ele existe sozinho à temperatura e pressão da mistura. Assim, a **entropia de mistura** de

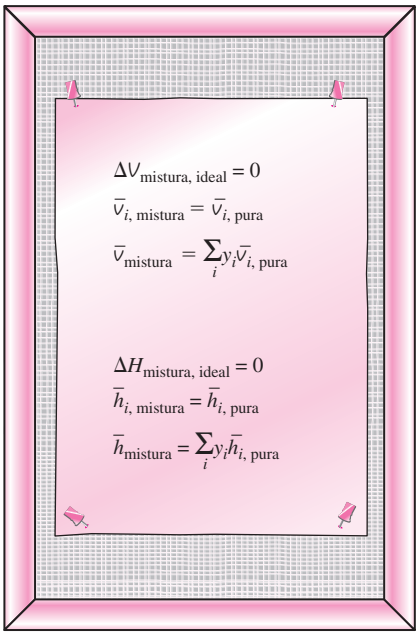

$\Delta V_{\text{mistura, ideal}} = 0$
$\bar{v}_{i,\,\text{mistura}} = \bar{v}_{i,\,\text{pura}}$
$\bar{v}_{\text{mistura}} = \sum_i y_i \bar{v}_{i,\,\text{pura}}$
$\Delta H_{\text{mistura, ideal}} = 0$
$\bar{h}_{i,\,\text{mistura}} = \bar{h}_{i,\,\text{pura}}$
$\bar{h}_{\text{mistura}} = \sum_i y_i \bar{h}_{i,\,\text{pura}}$

FIGURA 13–20 O volume específico e a entalpia dos componentes individuais não mudam durante a mistura, caso eles formem uma solução ideal (o que acontece com a entropia).

uma solução ideal é determinada pela substituição da Eq. 13–49 na Eq. 13–34, ou seja

$$\Delta S_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{(solução ideal)} \tag{13–50a}$$

ou dividindo pelo número total de mols da mistura N_m,

$$\Delta \bar{s}_{\text{mistura, ideal}} = \sum_i y_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \quad \text{(por unidade de mol da mistura)} \tag{13–50b}$$

Trabalho mínimo de separação das misturas

O balanço de entropia de um sistema escoando em regime permanente pode ser simplificado como $S_{\text{ent}} - S_{\text{sai}} + S_{\text{ger}} = 0$. Observando que a entropia pode ser transferida apenas por troca de calor ou por troca de massa, a geração de entropia durante um processo de mistura adiabática que forma uma solução ideal torna-se

$$S_{\text{ger}} = S_{\text{sai}} - S_{\text{ent}} = \Delta S_{\text{mistura}} = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{(solução ideal)} \tag{13–51a}$$

ou

$$\bar{s}_{\text{ger}} = \bar{s}_{\text{sai}} - \bar{s}_{\text{ent}} = \Delta s_{\text{mistura}} = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \quad \text{(por unidade de mol da mistura)} \tag{13–51b}$$

Observando-se também que $X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}}$, a exergia destruída durante esse (e qualquer outro) processo é obtida pela multiplicação da geração de entropia pela temperatura do ambiente T_0. Isso resulta em

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{(solução ideal)} \tag{13–52a}$$

ou

$$\bar{x}_{\text{destruída}} = T_0 \bar{s}_{\text{ger}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \quad \text{(por unidade de mol da mistura)} \tag{13–52b}$$

A exergia destruída representa o potencial de trabalho perdido – o trabalho que seria produzido se o processo de mistura tivesse ocorrido de forma reversível. Para um processo reversível ou "termodinamicamente perfeito", a geração de entropia (e, portanto, a exergia destruída) é zero. Da mesma maneira, para processos reversíveis, o trabalho produzido é máximo (ou, o trabalho requerido é mínimo se o processo não ocorrer naturalmente e exigir trabalho). A diferença entre o trabalho reversível e o trabalho útil real se deve a irreversibilidades e é igual à destruição da exergia. Assim, $X_{\text{destruída}} = W_{\text{rev}} - W_{\text{real}}$. Para um processo que ocorre naturalmente durante o qual nenhum trabalho é produzido, o trabalho reversível é igual à destruição da exergia (Fig. 13–21). Portanto, para o processo de mistura adiabática que forma uma solução ideal, o trabalho reversível (total e por unidade de mol da mistura) é, pela Eq. 13–52,

$$W_{\text{rev}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{e} \quad \bar{w}_{\text{rev}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \tag{13–53}$$

Um processo reversível, por definição, é aquele que pode ser revertido sem deixar um efeito líquido sobre a vizinhança. Isso exige que a direção de todas as interações seja revertida, enquanto suas magnitudes permanecem as

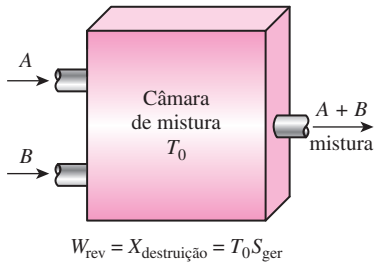


FIGURA 13–21 Para um processo que ocorre naturalmente durante o qual nenhum trabalho é produzido ou consumido, o trabalho reversível é igual à destruição da exergia.

mesmas quando o processo é revertido. Dessa forma, o trabalho necessário durante um processo de separação reversível deve ser igual ao trabalho liberado durante o processo reverso, ou seja, o processo de mistura. Uma violação desse requisito será uma violação da segunda lei da termodinâmica. O trabalho necessário para um processo de separação reversível é o mínimo de trabalho necessário para realizar aquela separação, uma vez que a entrada de trabalho dos processos reversíveis sempre é menor do que o trabalho dos processos irreversíveis correspondentes. Assim, o trabalho mínimo necessário para o processo de separação pode ser expresso como

$$W_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{e} \quad \bar{w}_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13–54)}$$

Ele também pode ser expresso na forma de taxa como

$$\dot{W}_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 \sum_i \dot{N}_i \ln y_i = -\dot{N}_m R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13–55)}$$

onde $\dot{W}_{\text{min, ent}}$ é a potência mínima necessária para separar uma solução que se aproxima a uma taxa de $\dot{N}_m$ kmol/s (ou $\dot{m}_m = \dot{N}_m M_m$ kg/s) de seus componentes. O trabalho de separação por unidade de massa de mistura pode ser determinado com $w_{\text{min, ent}} = \bar{w}_{\text{min, ent}}/M_m$, onde M_m é a massa molecular aparente da mistura.

As relações de trabalho mínimo dizem respeito à separação completa dos componentes da mistura. O trabalho necessário será menor se as correntes de saída não forem puras. O trabalho reversível para a separação completa pode ser determinado calculando-se o trabalho mínimo de separação para a mistura de entrada e o trabalho mínimo de separação para as misturas de saída, e depois determinando a diferença entre eles.

Processos reversíveis de mistura

Os processos de mistura que ocorrem naturalmente são irreversíveis, e todo o potencial de trabalho é desperdiçado durante esses processos. Por exemplo, quando a água potável de um rio se mistura à água salgada de um oceano, uma oportunidade de produzir trabalho é perdida. Se essa mistura é feita de forma reversível (por meio do uso de membranas semipermeáveis, por exemplo), algum trabalho pode ser produzido. A quantidade máxima de trabalho que pode ser produzida durante um processo de mistura é igual à quantidade mínima de trabalho necessária para o processo de separação correspondente (Fig. 13–22). Ou seja,

$$W_{\text{max, sai, mistura}} = W_{\text{min, ent, separação}} \qquad \textbf{(13–56)}$$

Portanto, as relações para o trabalho mínimo dadas para a separação também podem ser usadas para determinar a produção máxima que pode ser extraída no processo de mistura.

As relações de trabalho mínimo são independentes de qualquer equipamento ou processo. Assim, as relações desenvolvidas se aplicam a qualquer processo de separação, independentemente do equipamento, do sistema ou do processo real, e podem ser usadas para uma ampla variedade de processos de separação, incluindo a dessalinização da água do mar ou da água salobra.

Eficiência da segunda lei

A eficiência da segunda lei é uma medida do grau de proximidade de um processo em relação a um processo reversível correspondente, e indica o campo disponível para potenciais aperfeiçoamentos. Observando que a eficiência da

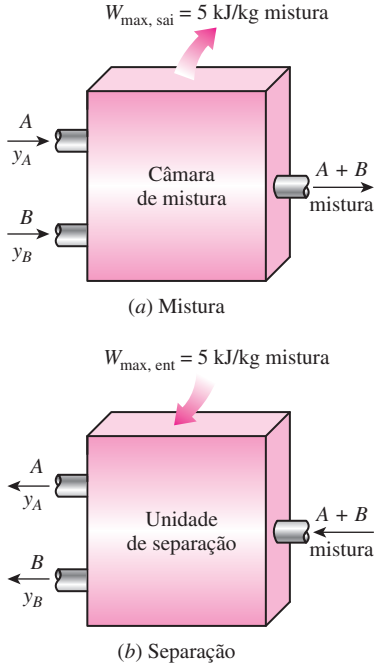


FIGURA 13–22 Sob condições reversíveis, o trabalho consumido durante a separação é igual ao produzido durante o processo reverso da mistura.

segunda lei varia de 0 para um processo totalmente irreversível até 100% para um processo totalmente reversível, a eficiência da segunda lei para os processos de separação e de mistura pode ser definida como

$$\eta_{\text{II, separação}} = \frac{\dot{W}_{\text{min, ent}}}{\dot{W}_{\text{real, ent}}} = \frac{w_{\text{min, ent}}}{w_{\text{real, ent}}} \quad \text{e} \quad \eta_{\text{II, mistura}} = \frac{\dot{W}_{\text{real, sai}}}{\dot{W}_{\text{max, sai}}} = \frac{w_{\text{real, sai}}}{w_{\text{max, sai}}} \qquad \textbf{(13–57)}$$

onde $\dot{W}_{\text{real, ent}}$ é a entrada de potência real (ou consumo de exergia) na unidade de separação e $\dot{W}_{\text{real, sai}}$ é a potência real produzida durante a mistura. Observe que a eficiência da segunda lei sempre é menor do que 1, uma vez que o processo real de separação exige uma quantidade maior de trabalho por causa das irreversibilidades. Assim, o mínimo de trabalho e a eficiência da segunda lei fornecem a base para a comparação entre os processos de separação reais e os "idealizados", e para a avaliação do desempenho termodinâmico das usinas de separação.

Uma eficiência da segunda lei para processos de mistura também pode ser definida como o trabalho real produzido durante o processo de mistura dividido pelo potencial máximo de trabalho disponível. Essa definição não tem muito valor prático, uma vez que não há nenhum esforço para produzir trabalho durante a maioria dos processos de mistura, portanto, a eficiência da segunda lei é zero.

Caso especial: Separação de uma mistura de dois componentes

Considere uma mistura de dois componentes A e B cujas frações molares são y_A e y_B. Observando que $y_B = 1 - y_A$, o mínimo trabalho necessário para separar completamente 1 kmol dessa mistura à temperatura T_0 em A puro e B puro pode ser determinado a partir da Eq. 13–54 como:

$$\overline{w}_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad \text{(kJ/kmol mistura)} \qquad \textbf{(13–58}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

ou

$$W_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B) \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13–58}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

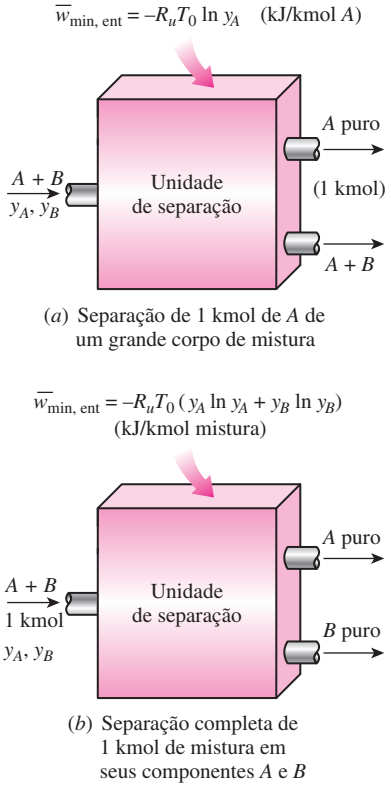
ou, da Eq. 13–55,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{min, ent}} &= -\dot{N}_m R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \\ &= -\dot{m}_m R_m T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad \text{(kW)} \end{aligned} \qquad \textbf{(13–58}\boldsymbol{c}\textbf{)}$$

Alguns processos de separação envolvem a extração de apenas um dos componentes de uma grande quantidade de mistura, para que a composição da mistura restante permaneça praticamente a mesma. Considere uma mistura de dois componentes A e B cujas frações molares são y_A e y_B, respectivamente. O trabalho mínimo necessário para separar 1 kmol de componente A puro da mistura de $N_m = N_A + N_B$ kmol (com $N_A >> 1$) é determinado pela subtração do trabalho mínimo necessário para separar a mistura restante $-R_u T_0[(N_A - 1) \ln y_A + N_B \ln y_B]$ do trabalho mínimo necessário para separar a mistura inicial $W_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B)$. Isso resulta em (ver Fig. 13–23)

$$\overline{w}_{\text{min, ent}} = -R_u T_0 \ln y_A = R_u T_0 \ln(1/y_A) \qquad \text{(kJ/kmol } A\text{)} \qquad \textbf{(13–59)}$$

O trabalho mínimo necessário para separar uma unidade de massa (1 kg) do componente A é determinado pela relação anterior substituindo R_u por R_A (ou dividindo a relação anterior pela massa molecular do componente A), uma vez que $R_A = R_u/M_A$. A Eq. 13–59 também fornece a quantidade máxima de



(a) Separação de 1 kmol de A de um grande corpo de mistura

(b) Separação completa de 1 kmol de mistura em seus componentes A e B

FIGURA 13–23 O trabalho mínimo necessário para separar uma mistura de dois componentes para os dois caso-limite.

trabalho que pode ser realizada quando uma quantidade pequena de componente A puro se mistura a uma grande quantidade de mistura $A + B$.

Uma aplicação: processos de dessalinização

As necessidades de água potável do mundo estão aumentando de forma constante devido ao crescimento da população, à elevação dos padrões de vida, à industrialização e à irrigação na agricultura. Existem mais de 10.000 instalações de dessalinização no mundo, com uma capacidade total de dessanilizar mais de 5 bilhões de galões por dia (cerca de 20 mil m^3/dia). A Arábia Saudita é a maior usuária de dessalinização e detém aproximadamente 25% da capacidade mundial, e os Estados Unidos são o segundo maior usuário com 10% da capacidade mundial. Os principais métodos de dessalinização são a destilação e a osmose reversa. As relações podem ser usadas diretamente para os processos de dessalinização, considerando a água (o solvente) como o componente A e os sais dissolvidos (o soluto) como o componente B. Em seguida, o trabalho mínimo necessário para produzir 1 kg de água pura de um grande reservatório de água salobra ou água do mar à temperatura de T_0 em um ambiente a T_0 é, a partir da Eq. 13–59,

$$\textit{Dessalinização}: \quad w_{\text{min, ent}} = -R_a T_0 \ln(1/y_a) \qquad \text{(kJ/kg água pura)} \tag{13–60}$$

onde $R_a = 0{,}4615$ kJ/kg · K é a constante do gás água e y_a é a fração molar da água na água salobra ou na água do mar. Essa relação também dá a quantidade máxima de trabalho que pode ser produzido quando 1 kg de água potável (de um rio, por exemplo) se mistura à água do mar cuja fração molar da água é y_a.

O trabalho reversível associado ao escoamento de líquido também pode ser expresso pela diferença de pressão ΔP e diferença de elevação Δz (energia potencial) como $w_{\text{min, ent}} = \Delta P/\rho = g\,\Delta z$ onde ρ é a densidade do líquido. Combinando essas relações com a Eq. 13–60 temos

$$\Delta P_{\text{min}} = \rho w_{\text{min, ent}} = \rho R_a T_0 \ln(1/y_a) \qquad \text{(kPa)} \tag{13–61}$$

e

$$\Delta z_{\text{min}} = w_{\text{min, ent}}/g = R_a T_0 \ln(1/y_a)/g \tag{13–62}$$

onde ΔP_{min} é a **pressão osmótica**, que representa a diferença de pressão através de uma membrana semipermeável que separa a água potável da água salgada sob condições de equilíbrio, ρ é a densidade da água salgada e Δz_{min} é a **elevação osmótica**, que representa a distância vertical até a qual a água salina subiria ao ser separada da água potável por uma membrana que é permeável somente às moléculas da água (novamente no equilíbrio). Para processos de dessalinização, ΔP_{min} representa a pressão mínima com a qual a água salgada precisa ser comprimida para forçar as moléculas de água presentes na água salgada a atravessar a membrana para o lado da água potável durante um processo de dessalinização de osmose reversa. Alternativamente, Δz_{min} representa a altura mínima acima do nível da água potável com a qual a água salgada deve ser elevada para produzir a diferença de pressão osmótica necessária através da membrana para produzir água potável. O Δz_{min} também representa a altura em que a água com matéria orgânica dissolvida no interior das raízes subirá em uma árvore quando suas raízes estiverem envolvidas em água potável as raízes agirão como membranas semipermeáveis. O processo de osmose reversa com membranas semipermeáveis também é usado nas máquinas de diálise para purificar o sangue de pacientes com deficiências renais.

EXEMPLO 13–6 Obtenção de água doce a partir da água do mar

A água doce deve ser obtida da água do mar a 15° C com salinidade de 3,48% por unidade de massa (ou teor de sal TDS = 34.800 ppm). Determine (*a*) as frações molares da água e dos sais na água do mar, (*b*) o trabalho mínimo necessário para separar completamente 1 kg de água do mar em água pura e sais puros, (*c*) o trabalho mínimo necessário para obter 1 kg de água doce do mar e (*d*) a pressão manométrica mínima a que a água do mar deve ser submetida para que a água doce seja obtida por osmose reversa usando membranas semipermeáveis.

SOLUÇÃO A água doce deve ser obtida da água do mar. As frações molares da água do mar, os trabalhos mínimos de separação necessários para os dois casos-limite e a pressurização da água do mar necessária para a osmose reversa devem ser determinados.

Hipóteses **1** A água do mar é uma solução ideal, uma vez que é diluída. **2** Os sólidos dissolvidos na água podem ser tratados como o sal de cozinha (NaCl). **3** A temperatura ambiente também é de 15 °C.

Propriedades As massas moleculares da água e do sal são $M_a = 18{,}0$ kg/kmol e $M_s = 58{,}44$ kg/kmol. A constante de gás da água pura é $R_a = 0{,}4615$ kJ/kg·K (Tab. A–1). A densidade da água do mar é de 1.028 kg/m^3.

Análise (*a*) As frações mássicas dos sais e da água do mar são $\text{mf}_s = 0{,}0348$ e $\text{mf}_a = 1 - \text{mf}_s = 0{,}9652$, as frações molares são determinadas com as Eqs. 13–4 e 13–5 como

$$M_m = \frac{1}{\sum \dfrac{\text{mf}_i}{M_i}} = \frac{1}{\dfrac{\text{mf}_s}{M_s} + \dfrac{\text{mf}_a}{M_a}} = \frac{1}{\dfrac{0{,}0348}{58{,}44} + \dfrac{0{,}9652}{18{,}0}} = 18{,}44 \text{ kg/kmol}$$

$$y_a = \text{mf}_a \frac{M_m}{M_a} = 0{,}9652 \frac{18{,}44 \text{ kg/kmol}}{18{,}0 \text{ kg/kmol}} = 0{,}9888$$

$$y_s = 1 - y_a = 1 - 0{,}9888 = 0{,}0112 = 1{,}12\%$$

(*b*) O trabalho mínimo necessário para separar completamente 1 kg de água do mar em água pura e sais puros é

$$\begin{aligned} \bar{w}_{\text{min, ent}} &= -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) = -R_u T_0 \, (y_a \ln y_a + y_s \ln y_s) \\ &= -(8{,}314 \text{ kJ/kmol·K})(288{,}15 \text{ K})(0{,}9888 \ln 0{,}9888 + 0{,}0112 \ln 0{,}0112) \\ &= 147{,}2 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$w_{\text{min, ent}} = \frac{\bar{w}_{\text{min, ent}}}{M_m} = \frac{147{,}2 \text{ kJ/kmol}}{18{,}44 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{7{,}98 \text{ kJ/kg água do mar}}$$

Portanto, é preciso um mínimo de 7,98 kJ de trabalho para separar 1 kg de água do mar em 0,0348 kg de sal e 0,9652 kg (quase 1 kg) de água doce.

(*c*) O trabalho mínimo necessário para produzir 1 kg de água doce a partir da água do mar é

$$\begin{aligned} w_{\text{min, ent}} &= R_a T_0 \ln(1/y_a) \\ &= (0{,}4615 \text{ kJ/kg·K})(288{,}15 \text{ K}) \ln(1/0{,}9888) \\ &= \mathbf{1{,}50 \text{ kJ/kg água doce}} \end{aligned}$$

Observe que é preciso cerca de cinco vezes mais trabalho para separar completamente 1 kg de água salgada em água doce e sal do que para produzir 1 kg de água doce de uma grande quantidade de água do mar.

(*d*) A pressão osmótica neste caso é

$$\begin{aligned}\Delta P_{\min} &= \rho_m R_a T_0 \ln(1/y_a)\\ &= (1.028\ \text{kg/m}^3)(0{,}4615\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(288{,}15\ \text{K})\ln(1/0{,}9888)\\ &= \mathbf{1.540\ kPa}\end{aligned}$$

que é igual à pressão manométrica mínima com a qual a água do mar deve ser comprimida para que a água doce seja descarregada à pressão atmosférica local. Como alternativa à pressurização, a altura mínima acima do nível da água doce com a qual a água do mar deve ser elevada para produzir água doce é (ver Fig. 13–24)

$$\Delta z_{\min} = \frac{w_{\min,\text{ent}}}{g} = \frac{1{,}50\ \text{kJ/kg}}{9{,}81\ \text{m/s}^2}\left(\frac{1\ \text{kg·m/s}^2}{1\ \text{N}}\right)\left(\frac{1000\ \text{N·m}}{1\ \text{kJ}}\right) = 153\ \text{m}$$

Discussão Os trabalhos de separação mínimos determinados anteriormente também representam os trabalhos máximos que podem ser produzidos durante o processo reverso de mistura. Assim, 7,98 kJ de trabalho pode ser produzido quando 0,0348 kg de sal é misturado a 0,9652 kg de água de forma reversível para fornecer 1 kg de água salgada, e 1,50 kJ de trabalho pode ser produzido à medida que 1 kg de água doce é misturado, de forma reversível, à água do mar. Dessa forma, a potência que pode ser gerada quando um rio com vazão de 10^6 m^3/s se mistura de forma reversível à água do mar através de membranas semipermeáveis é (Fig. 13–25)

$$\dot{W}_{\max,\text{sai}} = \rho\dot{V}w_{\max,\text{sai}} = (1.000\ \text{kg/m}^3)(10^6\ \text{m}^3/\text{s})(1{,}50\ \text{kJ/kg})\left(\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right)$$

$$= 1{,}5 \times 10^6\ \text{MW}$$

o que mostra a enorme quantidade de potência desperdiçada quando os rios desembocam nos mares.

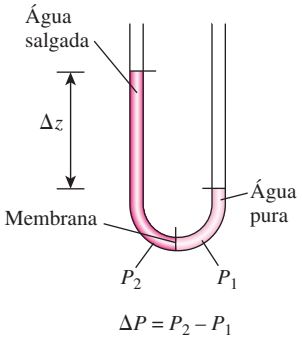


FIGURA 13–24 A pressão osmótica e a elevação osmótica da água salgada.

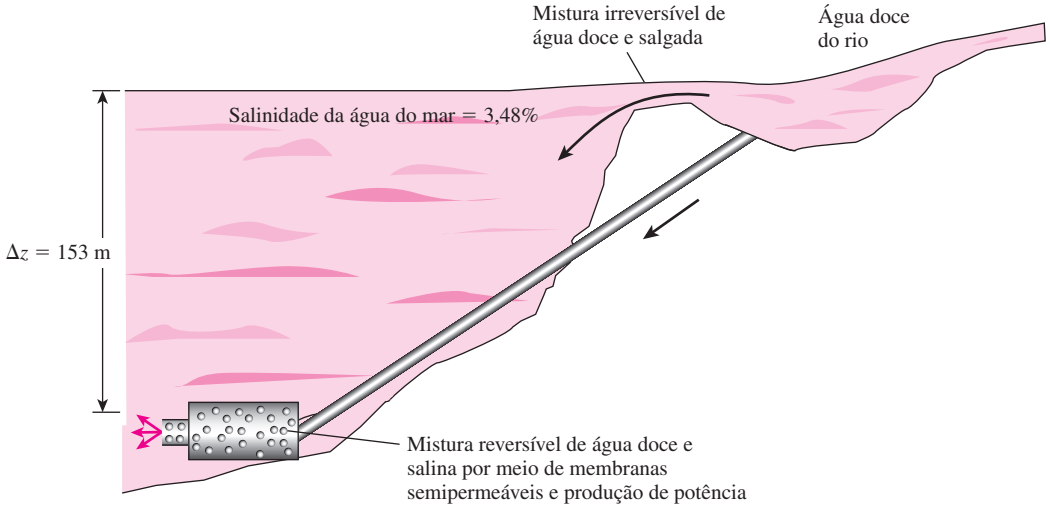

Mistura irreversível de
água doce e salgada
Água doce
do rio
Salinidade da água do mar = 3,48%
Δz = 153 m
Mistura reversível de água doce e
salina por meio de membranas
semipermeáveis e produção de potência

FIGURA 13–25 O processo de mistura de soluções com diferentes concentrações de forma reversível pode gerar potência.

RESUMO

Uma mistura de dois ou mais gases de composição química fixa é chamada de *mistura de gases não reativos*. A composição de uma mistura de gases é descrita especificando a *fração molar* ou a *fração mássica* de cada componente, definidas como

$$\text{mf}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{e} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

onde

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{e} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i$$

A *massa molecular aparente* (ou média) e *a constante de gás* de uma mistura são expressas como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{e} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m}$$

Da mesma forma,

$$\text{mf}_i = y_i \frac{M_i}{M_m} \quad \text{e} \quad M_m = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \frac{\text{mf}_i}{M_i}}$$

A *lei de Dalton das pressões aditivas* estabelece que a pressão de uma mistura de gases é igual à soma das pressões que cada gás exerceria se existisse sozinho à mesma temperatura e mesmo volume da mistura. A *lei de Amagat dos volumes aditivos* estabelece que o volume de uma mistura de gases é igual à soma dos volumes que cada gás ocuparia se existisse sozinho à mesma temperatura e pressão da mistura. As leis de Dalton e Amagat são exatas para as misturas de gases ideais, mas são apenas aproximadas para as misturas de gases reais. Elas podem ser expressas como

Lei de Dalton: $$P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m)$$

Lei de Amagat: $$V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m)$$

Aqui, P_i é chamado de *pressão componente* e V_i é chamado de *volume componente*. Da mesma forma, a relação P_i/P_m é chamada de *fração de pressão* e a relação V_i/V_m é chamada de *fração de volume* do componente i. Para *gases ideais*, P_i e V_i podem ser relacionados a y_i por

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

A quantidade $y_i P_m$ é chamada de *pressão parcial* e a quantidade $y_i V_m$ é chamada de *volume parcial*. O comportamento P-v-T das misturas de gases ideais pode ser previsto usando diagramas generalizados de compressibilidade. O fator de compressibilidade da mistura pode ser expresso pelos fatores de compressibilidade dos gases individuais como

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

onde Z_i é determinado a T_m e V_m (lei de Dalton) ou a T_m e P_m (lei de Amagat) para cada gás individual. O comportamento P-v-T de uma mistura de gases também pode ser previsto aproximadamente pela *regra de Kay,* a qual envolve o tratamento de uma mistura de gases como uma substância pura com propriedades pseudocríticas determinadas em

$$P'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{\text{cr},i} \quad \text{e} \quad T'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{\text{cr},i}$$

As *propriedades extensivas* de uma mistura de gases geralmente podem ser determinadas pela soma das contribuições de cada componente da mistura. A avaliação das *propriedades intensivas* de uma mistura de gases, porém, envolve a média em termos de frações mássicas ou molares:

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{u}_i$$
$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{h}_i$$
$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{s}_i$$

e

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i u_i \quad \text{e} \quad \bar{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{u}_i$$
$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i h_i \quad \text{e} \quad \bar{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{h}_i$$
$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i s_i \quad \text{e} \quad \bar{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{s}_i$$
$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i c_{v,i} \quad \text{e} \quad \bar{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{v,i}$$
$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{mf}_i c_{p,i} \quad \text{e} \quad \bar{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{p,i}$$

Essas são relações exatas para as misturas de gases ideais e aproximadas para as misturas de gases reais. As propriedades ou variações de propriedades de componentes individuais podem ser determinadas usando as relações de gás ideal ou real desenvolvidas em capítulos anteriores.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics.* 2. ed. New York: Wiley Interscience, 1997.
2. Y. A. Çengel,Y. Cerci, and B. Wood, "Second Law Analysis of Separation Processes of Mixtures," *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition,* Nashville, Tennessee, 1999.
3. Y. Cerci,Y. A. Çengel, and B. Wood, "The Minimum Separation Work for Desalination Processes," *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition,* Nashville, Tennessee, 1999.
4. K. Wark, Jr. *Advanced Thermodynamics for Engineers.* New York: McGraw-Hill, 1995.

PROBLEMAS*

Composição de misturas de gases

13–1C O que são as frações mássica e molar?

13–2C Considere uma mistura de vários gases com massas idênticas. Todas as frações mássicas serão idênticas? E quanto às frações molares?

13–3C A soma das frações molares de uma mistura de gases ideais é igual a 1. Isso também vale para uma mistura de gases reais?

13–4C Alguém alega que as frações mássica e molar de uma mistura dos gases CO_2 e N_2O são idênticas. Isso é verdadeiro? Por quê?

13–5C Considere uma mistura de dois gases. A massa molecular aparente dessa mistura pode ser determinada simplesmente ao se considerar a média aritmética das massas moleculares dos gases individuais? Quando isso acontece?

13–6C Qual é a *massa molecular aparente* de uma mistura de gases? A massa de todas as moléculas da mistura é igual à massa molecular aparente?

13–7 Usando as definições de fração mássica e molar, derive uma relação entre elas.

13–8 Considere uma mistura de dois gases A e B. Mostre que quando as frações mássicas mf_A e mf_B são conhecidas, as frações molares podem ser determinadas com

$$y_A = \frac{M_B}{M_A(1/mf_A - 1) + M_B} \quad \text{e} \quad y_B = 1 - y_A$$

onde M_A e M_B são as massas molares de A e B.

13–9 A *fração em peso* de um componente em uma mistura de diversas substâncias é definida como *o peso do componente somente, dividido pelo peso total da mistura*. Qual é a relação entre a fração em peso e a fração mássica?

13–10E Uma mistura gasosa consiste em 3 lbmol de hélio, 1,5 lbmol de oxigênio, 0,3 lbmol de vapor de água e 25 lbmol de nitrogênio. Determine a fração molar dos vários constituintes e o peso molecular aparente dessa mistura, em lbm/lbmol.

13–11 Uma mistura de gases consiste em 5 kg de O_2, 8 kg de N_2 e 10 kg de CO_2. Determine (*a*) a fração mássica de cada componente, (*b*) a fração molar de cada componente e (*c*) a massa molar média e a constante de gás da mistura de gases.

13–12 Determine as frações molares de uma mistura de gases que consiste em 75% de CH_4 e 25% de CO_2 em massa. Determine também a constante de gás da mistura de gases.

13–13 Uma mistura de gases consiste em 5 kmol de H_2 e 4 kmol de N_2. Determine a massa de cada gás e a constante de gás aparente da mistura. *Respostas:* 10 kg; 112 kg; 0,613 kJ/kg·K

13–14 Uma mistura de gases consiste em 20% de O_2, 30% de N_2 e 50% de CO_2 em bases mássicas. Determine a análise volumétrica da mistura e a constante de gás aparente da mistura de gases.

Comportamento *P-v-T* das misturas de gases

13–15C Uma mistura de gases ideais também é um gás ideal? Dê um exemplo.

13–16C Expresse a lei de Dalton das pressões aditivas. Essa lei é válida para as misturas de gases ideais? E para as misturas de gases não ideais?

13–17C Expresse a lei de Amagat dos volumes aditivos. Essa lei é válida para as misturas de gases ideais? E para as misturas de gases não ideais?

13–18C Como é expresso o comportamento *P-v-T* de um componente em uma mistura de gases ideais? Como é expresso o comportamento *P-v-T* de um componente de uma mistura de gases reais?

13–19C Qual é a diferença entre a *pressão componente* e a *pressão parcial*? Quando elas são equivalentes?

13–20C Qual é a diferença entre o *volume componente* e o *volume parcial*? Quando eles são equivalentes?

13–21C Em uma mistura de gases, qual componente terá a pressão parcial mais alta: o que tem maior número de mols ou aquele com massa molar mais alta?

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

13–22C Considere um tanque rígido contendo uma mistura de dois gases ideais. Em um dado momento, uma válvula é aberta, e parte do gás escapa. Como resultado, a pressão do tanque cai. A pressão parcial de cada componente varia? E a fração de pressão de cada componente?

13–23C Considere um tanque rígido contendo uma mistura de dois gases ideais. Em um certo momento, a mistura de gases é aquecida, e a pressão e temperatura do tanque se elevam. A pressão parcial de cada componente varia? E a fração de pressão de cada componente?

13–24C *O volume de uma mistura de gases ideais é igual à soma dos volumes de cada gás individual da mistura.* Essa declaração está correta? Caso contrário, como você corrigiria isso?

13–25C *A temperatura de uma mistura de gases ideais é igual à soma das temperaturas de cada gás individual da mistura.* Essa declaração está correta? Caso contrário, como você corrigiria isso?

13–26C *A pressão de uma mistura de gases ideais é igual à soma das pressões parciais de cada gás individual da mistura.* Essa declaração está correta? Caso contrário, como você corrigiria isso?

13–27C Explique como uma mistura de gases ideais pode ser tratada como uma substância pseudopura usando a regra de Kay.

13–28 Contaminantes atmosféricos são muitas vezes medidos em partes por milhão (em volume). Qual seria a pressão parcial do refrigerante-134a no ar atmosférico a 100 kPa e 20 °C necessária para formar um contaminante de 100 ppm?

13–29 Um tanque rígido contém 0,5 kmol de argônio e 2 kmol de nitrogênio a 250 kPa e 280 K. A mistura é então aquecida até 400 K. Determine o volume do tanque e a pressão final da mistura.

13–30 Uma mistura de gases consiste em 30% de hidrogênio, 40% de hélio e 30% de nitrogênio, em volume. Calcule as frações mássicas e o peso molecular aparente dessa mistura.

13–31 Em uma mistura de gases ideais, as pressões parciais dos gases componentes são as seguintes: CO_2, 12,5 kPa; O_2, 37,5 kPa; e N_2, 50 kPa. Determine as frações molares e frações mássicas de cada componente, e para a mistura, calcule a massa molar aparente, a constante de gás aparente, o calor específico a um volume constante e a razão dos calores específicos a 300 K.

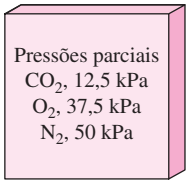


FIGURA P13–31

13–32 Ar e uma mistura de combustível de hidrocarboneto são queimados para produzir os seguintes produtos de combustão: 0,75 kmol de CO_2, 1,66 kmol de H_2O e 5,65 kmol de N_2. Considerando que a pressão dos produtos é de 1 atm, qual é a pressão parcial da água nos produtos, em kPa? *Resposta:* 20,9 kPa

13–33 Um engenheiro propôs a mistura de oxigênio extra com ar normal em motores de combustão interna para controlar alguns dos produtos de exaustão. Considerando que um adicional de 5% (em volume) de oxigênio é misturado com ar atmosférico padrão, como isso mudará o peso molecular da mistura?

13–34 Um tanque rígido que contém 2 kg de N_2 a 25 °C e 550 kPa está conectado a outro tanque rígido que contém 4 kg de O_2 a 25 °C e 150 kPa. A válvula que conecta os dois tanques é então aberta, e os dois gases se misturam. Considerando que a temperatura da mistura final é de 25 °C, determine o volume de cada tanque e a pressão da mistura final.

Respostas: 0,322 m³; 2,07 m³; 204 kPa

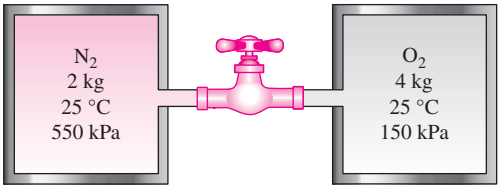


FIGURA P13–34

13–35 Uma mistura de gases consiste em 0,1 kg de oxigênio, 1 kg de dióxido de carbono e 0,5 kg de hélio. Essa mistura é mantida a 100 kPa e 27 °C. Determine o peso molecular aparente dessa mistura, o volume que ela ocupa, o volume parcial do oxigênio e a pressão parcial do hélio.

Respostas: 10,61 kg/kmol; 3,76 m³; 0,078 m³; 82,8 kPa

13–36 Uma mistura de gases de hidrocarbonetos é composta por 60% de metano, 25% de propano e 15% de butano em peso. Determine o volume ocupado por 100 kg dessa mistura, considerando que sua pressão é de 3 MPa e que sua temperatura é 37 °C.

13–37E Um tanque de mergulho de 7 pés³ é preenchido com uma mistura de oxigênio, nitrogênio e hélio. As frações mássicas desses constituintes são 45% de N_2, 35% de O_2 e 20% de He. Determine a massa da mistura no tanque, considerando que a pressão e a temperatura estão a 300 psia e 60 °F, e defina os volumes parciais do oxigênio, nitrogênio e hélio.

13–38 Uma mistura de 30% de etano (em massa) e 70% de metano deve ser combinada em um tanque de 100 m³ a 130 kPa e 25 °C. Considerando que o tanque inicialmente está evacuado, à

qual pressão o etano deve ser adicionado antes que se adicione o metano?

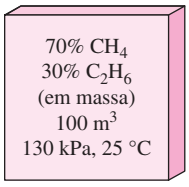


FIGURA P13–38

13–39 Um recipiente é preenchido com 1 kg de um líquido, cujo volume específico é de 0,001 m^3/kg, e 2 kg de outro líquido, cujo volume específico é 0,008 m^3/kg. Qual é o volume desse recipiente (em m^3) e o peso total do conteúdo (em N), em um local onde $g = 9{,}6$ m/s^2?

13–40E O volume de uma mistura é formado por 70% de água líquida, cuja densidade é de 62,4 lbm/$pé^3$, misturada com outro fluido, cuja densidade é de 50,0 lbm/$pé^3$. Qual é o peso específico (em lbf/$pé^3$) dessa mistura em um local onde $g = 31{,}9$ pé/s^2?
Resposta: 58,2 lbf/$pé^3$

13–41 Uma mistura de ar e metano é formada no coletor de admissão de um motor de combustão interna abastecido a gás natural. A fração molar do metano é de 15%. Esse motor é operado a 3.000 rpm e tem um deslocamento de 5 L. Determine a vazão mássica dessa mistura no coletor em um lugar onde a pressão e a temperatura estão a 80 kPa e 20 °C. *Resposta:* 6,65 kg/min

13–42E Gás natural (95% de metano e 5% de etano em volume) escoa por uma tubulação de 36 polegadas de diâmetro, com uma velocidade de 10 pé/s. A pressão na tubulação é de 100 psia e a temperatura é de 60 °F. Calcule as vazões mássica e volumétrica nessa tubulação.

13–43 Um tanque rígido contém 2 kmol de gás argônio a 280 K e 3 MPa. Uma válvula é então aberta, e 4 kmol de gás N_2 entram no tanque a 190 K e 8 MPa. A temperatura da mistura final é de 230 K. Determine a pressão da mistura usando (*a*) a equação de estado do gás ideal e (*b*) o diagrama de compressibilidade e a lei de Dalton.

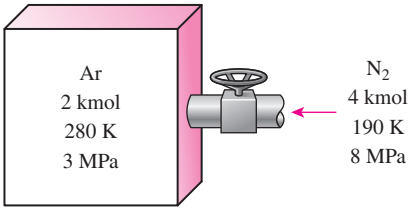


FIGURA P13–43

13–44 Reconsidere o Prob. 13–43. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da variação dos mols de nitrogênio fornecidos ao tanque no intervalo entre 1 kmol e 10 kmol de N_2. Trace um diagrama da pressão final da mistura em função da quantidade de nitrogênio fornecida, usando a equação de estado do gás ideal e o diagrama de compressibilidade com a lei de Dalton.

13–45E Uma mistura gasosa consiste em 75% de metano e 25% de etano em massa. Um milhão de pés cúbicos dessa mistura estão presos em uma formação geológica na forma de gás natural a 300 °F e 2.000 psia. Determine a massa desse gás, (*a*) tratando-o como uma mistura de gás ideal, (*b*) utilizando um fator de compressibilidade com base na lei de Dalton das pressões aditivas, (*c*) utilizando um fator de compressibilidade com base na lei de volumes aditivos e (*d*) utilizando pressão e temperatura pseudocríticas de Kay.

13–46 A análise volumétrica de uma mistura de gases indica 30% de oxigênio, 40% de nitrogênio, 10% de dióxido de carbono e 20% de metano. Essa mistura escoa por um tubo de 2 cm de diâmetro a 8.000 kPa e 15 °C com uma velocidade de 3 m/s. Determine as vazões volumétrica e mássica dessa mistura, (*a*) tratando-a como uma mistura de gás ideal, (*b*) utilizando um fator de compressibilidade com base na lei de Amagat dos volumes aditivos e (*c*) utilizando pressão e temperatura pseudocríticas de Kay.

Propriedades das misturas de gases

13–47C A energia total interna de uma mistura de gases ideais é igual à soma das energias internas de cada gás individual da mistura? Responda a mesma pergunta considerando uma mistura de gases reais.

13–48C A energia interna específica de uma mistura de gases é igual à soma das energias internas específicas de cada gás individual da mistura?

13–49C Resolva os Probs. 13–47C e 13–48C, considerando a entropia em vez da energia interna.

13–50C A variação da energia interna total de uma mistura de gases ideais é igual à soma das variações da energia interna de cada gás individual da mistura? Responda a mesma pergunta considerando uma mistura de gases reais.

13–51C Ao avaliarmos a variação da entropia dos componentes de uma mistura de gases ideais, temos de usar a pressão parcial de cada componente ou a pressão total da mistura?

13–52C Considere que a variação da entalpia de uma mistura de gases reais que passa por um dado processo deve ser determinada. A variação da entalpia de cada gás individual é determinada pelo uso do diagrama de entalpia generalizada, e a variação da entalpia da mistura é determinada pela sua soma. Essa é uma abordagem exata? Explique.

13–53 A análise volumétrica de uma mistura de gases indica 30% de oxigênio, 40% de nitrogênio, 10% de dióxido de carbono e 20% de metano. Essa mistura é aquecida de 20 °C até 200 °C, enquanto flui por um tubo em que a pressão é mantida a 150 kPa. Determine a transferência de calor para a mistura por unidade de massa da mistura.

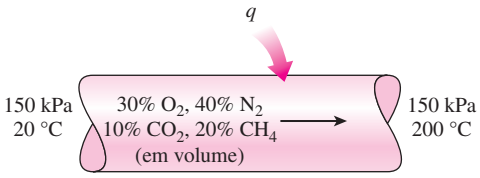


FIGURA P13–53

13–54E Uma mistura de hélio e nitrogênio com uma fração mássica de nitrogênio de 35% está contida em um dispositivo pistão-cilindro disposto para manter uma pressão fixa de 100 psia. Determine o trabalho produzido, em Btu/lbm, quando esse dispositivo é aquecido de 100 °F a 500 °F. *Resposta:* 139 Btu/lbm

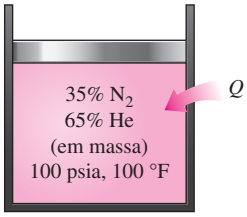


FIGURA P13–54E

13–55 Uma mistura de gases consiste em 30% de hidrogênio, 40% de hélio e 30% de nitrogênio, em volume. A mistura é expandida isentropicamente de 5.000 kPa e 600 °C até 200 kPa. Calcule o trabalho produzido por unidade de massa da mistura.

13–56 As frações mássicas de uma mistura de gases correspondem a 15% de nitrogênio, 5% de hélio, 60% de metano e 20% de etano. Essa mistura está confinada em um vaso rígido bem isolado de 10 m^3 a 200 kPa e 20 °C. Uma roda de pás no vaso é girada até que 100 kJ de trabalho tenham sido realizados sobre a mistura. Calcule a pressão e a temperatura final da mistura.
Respostas: 298 K; 203 kPa

13–57 Propano e ar são fornecidos a um motor de combustão interna. Em um certo momento, a razão ar-combustível é de 16, a pressão está a 95 kPa e a temperatura, a 30 °C. A razão de compressão do motor é 9,5. Considerando que o processo de compressão é isentrópico, determine o trabalho necessário (em kJ/kg) para esse processo de compressão da mistura.

13–58 Um tanque rígido isolado é dividido em dois compartimentos por uma partição. Um compartimento contém 2,5 kmol de CO_2 a 27 °C e 200 kPa, e o outro compartimento contém 7,5 kmol de gás H_2 a 40 °C e 400 kPa. A partição é removida, e os dois gases se misturam. Determine (*a*) a temperatura da mistura e (*b*) a pressão da mistura após o estabelecimento do equilíbrio. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente para ambos os gases.

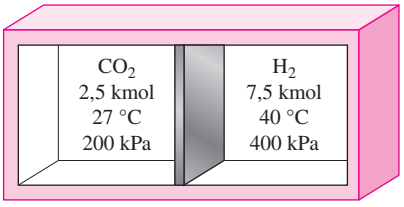


FIGURA P13–58

13–59 Uma mistura de gases de hidrocarbonetos é composta por 60% de metano, 25% de propano e 15% de butano em peso. Essa mistura é comprimida de 100 kPa e 20 °C até 1.000 kPa em um compressor reversível e isotérmico com escoamento em regime permanente. Calcule o trabalho e a transferência de calor para essa compressão por unidade de massa da mistura.

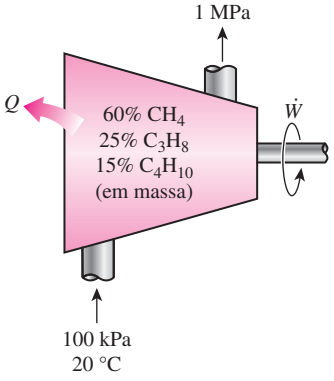


FIGURA P13–59

13–60 Durante o processo de expansão do ciclo Otto ideal, o gás considerado é uma mistura cuja composição volumétrica corresponde a 30% de nitrogênio, 10% de oxigênio, 35% de água e 25% de dióxido de carbono. Calcule a eficiência térmica do ciclo, considerando que o ar no início da compressão está a 90 kPa e 15 °C. Considere também que a taxa de compressão é igual a 8 e a temperatura máxima do ciclo é de 1.100 °C. Modele os processos de fornecimento de calor e de rejeição de calor usando as propriedades do gás constante que são as propriedades médias do ar e do gás em expansão.

13–61 Compare a eficiência térmica do ciclo no Prob. 13–60 com aquela prevista pela análise do padrão a ar.

13–62E O gás que passa pela turbina de um ciclo Brayton simples ideal tem uma composição volumétrica correspondente a 20% de nitrogênio, 5% de oxigênio, 40% de dióxido de carbono e 35% de água. Calcule a eficiência térmica do ciclo, considerando que o

ar entra no compressor a 10 psia e 40 °F. Considere também que a razão de pressão é 6 e a entrada da turbina está a 1.400 °F. Modele os processos de fornecimento de calor e de rejeição de calor usando as propriedades do gás constante que são as propriedades médias do ar e do gás da turbina.

13–63E Como a eficiência térmica do ciclo no Prob. 13–62E se compara ao previsto pela análise do padrão a ar?

13–64E Uma mistura gasosa consiste em 75% de metano e 25% de etano em massa. Um milhão de pés cúbicos dessa mistura estão presos em uma formação geológica como gás natural a 300 °F e 2.000 psia. Seis mil pés desse gás são então bombeados para a superfície. Na superfície, a pressão do gás é de 20 psia, e a sua temperatura é de 200 °F. Usando a regra de Kay e os diagramas de desvio da entalpia, calcule o trabalho necessário para bombear o gás. *Resposta:* $1{,}02 \times 10^8$ Btu

13–65E Uma mistura de gases composta por 65% de N_2 e 35% de CO_2 (em uma base de massa) entra no bocal de um motor turbojato a 60 psia e 1.400 R, com uma velocidade baixa, e expande-se a uma pressão de 12 psia. Considerando que a eficiência isentrópica do bocal é de 88%, determine (*a*) a temperatura de saída e (*b*) a velocidade de saída da mistura. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente.

13–66E Reconsidere o Prob. 13–65E. Usando o EES (ou outro programa), resolva o problema indicado e, em seguida, considerando todas as outras condições as mesmas, determine a composição do nitrogênio e a composição do dióxido de carbono necessárias para que se verifique uma velocidade de saída de 2.200 pés/s na saída do bocal.

13–67 Uma mistura de hidrogênio e oxigênio tem uma fração mássica de hidrogênio de 0,33. Determine a diferença na entropia da mistura de um estado a 750 kPa e 150 °C e de outro estado a 150 kPa e 150 °C, em kJ/kg·K.

13–68 Um dispositivo pistão-cilindro contém uma mistura de 0,5 kg de H_2 e 1,6 kg de N_2 a 100 kPa e 300 K. Calor é então transferido para a mistura a uma pressão constante até que o volume dobre. Considerando calores específicos à temperatura média, determine (*a*) a transferência de calor e (*b*) a variação de entropia da mistura.

13–69 Etano (C_2H_6) a 15 °C e 300 kPa e metano (CH_4) a 60 °C e 300 kPa entram em uma câmara de mistura adiabática. A vazão em massa do etano é de 6 kg/s, o que é duas vezes a vazão em massa do metano. Determine (*a*) a temperatura da mistura e (*b*) a taxa de geração de entropia durante esse processo, em kW/K.

13–70 Reconsidere o Prob. 13–69. Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da fração mássica do metano na mistura sobre a temperatura da mistura e também a taxa de destruição de exergia. O fluxo de massa total é mantido constante a 9,0 kg/s, e a fração mássica do metano varia de 0 a 1. Trace um diagrama da temperatura da mistura e da taxa de destruição da exergia em relação à fração mássica, discutindo os resultados em seguida. Considere $T_0 = 25$ °C.

13–71E Em uma indústria de liquefação do ar, propõe-se que a pressão e a temperatura do ar, inicialmente a 1.500 psia e 40 °F, sejam adiabaticamente reduzidas para 15 psia e −100 °F. Usando a regra de Kay e os diagramas de desvio, determine se isso é possível. Caso a resposta seja positiva, qual será a quantidade de trabalho por unidade de massa que esse processo produzirá?

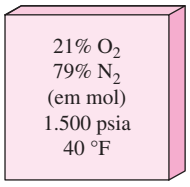


FIGURA P13–71E

13–72 Um dispositivo pistão-cilindro contém 6 kg de H_2 e 21 kg de N_2 a 160 K e 5 MPa. Calor é então transferido para o dispositivo, e a mistura se expande a uma pressão constante até que a temperatura suba para 200 K. Determine a transferência de calor durante esse processo, tratando a mistura (*a*) como gás ideal e (*b*) como gás não ideal, usando a lei de Amagat.
Respostas: (*a*) 4.273 kJ; (*b*) 4.745 kJ

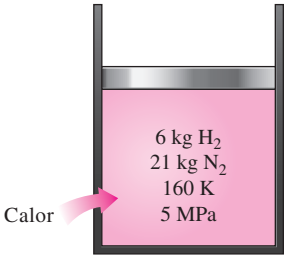


FIGURA P13–72

13–73 Determine a variação da entropia total e a destruição da exergia associadas ao processo descrito no Prob. 13–72, tratando a mistura (*a*) como um gás ideal e (*b*) como um gás não ideal, usando a lei de Amagat. Considere calores específicos constantes à temperatura ambiente e $T_0 = 30$ °C.

13–74 Ar pode ser considerado uma mistura de 79% de N_2 e 21% de O_2 na base molar. Inicialmente a 290 K e 2 MPa, um certo volume de ar é comprimido isotermicamente até 8 MPa em um dispositivo com escoamento em regime permanente. O processo de compressão é internamente reversível, e a vazão em massa do ar é de 1,75 kg/s. Determine a entrada de potência no compressor e a taxa de rejeição de calor tratando a mistura (*a*) como um gás ideal e (*b*) como um gás não ideal, usando a lei de Amagat.
Respostas: (*a*) 202 kW; 202 kW; (*b*) 202 kW; 223 kW

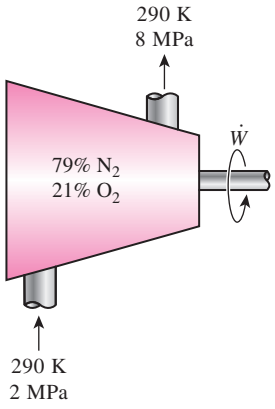


FIGURA P13–74

13–75 Reconsidere o Prob. 13–74. Usando o EES (ou outro programa), compare os resultados obtidos considerando o comportamento de gás ideal, o comportamento de gás real com a lei de Amagat e o comportamento de gás real com os dados do EES.

13–76 Duas correntes de massa de dois diferentes gases ideais são misturadas em uma câmara com escoamento em regime permanente, que ao mesmo tempo recebe energia por transferência de calor das vizinhanças. O processo de mistura ocorre a uma pressão constante sem trabalho, e as energias cinética e potencial possuem variações desprezíveis. Considere que os gases têm calores específicos constantes.

(*a*) Determine a expressão para a temperatura final da mistura, utilizando a taxa de transferência de calor para a câmara de mistura e as vazões mássicas, os calores específicos e as temperaturas das três correntes de massa.

(*b*) Obtenha uma expressão para a vazão volumétrica de saída, considerando a taxa de transferência de calor para a câmara de mistura, a pressão da mistura, a constante universal dos gases e os calores específicos e as massas molares dos gases de admissão e de saída da mistura.

(*c*) Para o caso especial de uma mistura adiabática, mostre que a vazão volumétrica de saída é uma função de duas vazões volumétricas de entrada e dos calores específicos e massas molares das entradas e saída.

(*d*) Para o caso especial de uma mistura adiabática dos mesmos gases ideais, mostre que a vazão volumétrica de saída é uma função das duas vazões volumétricas de entrada.

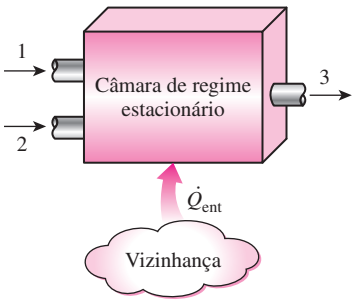


FIGURA P13–76

Tópico especial: potencial químico e o trabalho de separação das misturas

13–77C Sabe-se que dois gases colocados em contato se misturam por si só. No futuro, seria possível inventar um processo no qual uma mistura se separasse em seus componentes sozinha, sem fornecimento de trabalho (ou exergia)?

13–78C Mistura-se 2 L de um líquido a 3 L de outro líquido, o que forma uma solução homogênea de líquidos à mesma temperatura e à mesma pressão. O volume da solução pode ser maior ou menor do que 5 L? Explique.

13–79C Mistura-se 2 L de um líquido a 20 °C a 3 L de outro líquido à mesma temperatura e à mesma pressão em um frasco adiabático, o que forma uma solução líquida homogênea. Uma pessoa diz que a temperatura subiu até 22 °C após a mistura. Outra pessoa refuta a alegação, dizendo que isso violaria a primeira lei da termodinâmica. Quem você acha que está certo?

13–80C O que é uma solução ideal? Comente a variação de volume, a variação de entalpia, a variação de entropia e a variação do potencial químico durante a formação de soluções ideais e não ideais.

13–81 A água salobra a 12 °C, com conteúdo sólido dissolvido total de TDS = 780 ppm (uma salinidade de 0,078 em massa), deve ser usada para produzir água potável com conteúdo desprezível de sal a uma taxa de 280 L/s. Determine a potência mínima necessária. Determine também a altura mínima com a qual a água salobra deve ser bombeada para que a água potável seja obtida pela osmose reversa usando membranas semipermeáveis.

13–82 Um rio é descarregado no oceano a uma taxa de 150.000 m^3/s. Determine a potência que pode ser gerada caso a água do rio pudesse se misturar à água do oceano de forma reversível. Considere que a salinidade do oceano é de 2,5% em massa, e que o rio e o oceano estão a 15 °C.

13–83 Reconsidere o Prob. 13–82. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da salinidade do oceano sobre a potência máxima gerada. Considere uma variação de 0 a 5% na salinidade. Trace um diagrama da potência produzida em relação à salinidade do oceano e discuta os resultados.

13–84E A água potável deve ser obtida da água do mar a 65 °F com salinidade de 0,12% em base de massa (ou teor de sal TDS = 1.200 ppm). Determine (*a*) as frações molares da água e dos sais na água do mar, (*b*) o trabalho mínimo necessário para separar completamente 1 lbm de água do mar em água pura e sais puros, e (*c*) o trabalho mínimo necessário para obter 1 lbm de água potável.

13–85 Uma instalação de dessalinização produz água potável da água do mar a 10 °C com salinidade de 3,2% em massa, a uma taxa de 1,4 m^3/s, enquanto consome 8,5 MW de potência. O conteúdo de sal da água potável é desprezível, e a quantidade de água potável produzida é uma pequena fração da água do mar utilizada. Determine a eficiência da segunda lei para essa instalação.

13–86 Água potável é obtida da água do mar a uma taxa de 1,7 m^3/s por uma instalação de dessalinização que consome 11,5 MW de potência e tem uma eficiência da segunda lei de 25%. Determine a potência que pode ser produzida, considerando que a água potável produzida se mistura à água do mar de forma reversível.

13–87E É possível que um separador de líquido-vapor adiabático separe vapor úmido a 100 psia e 90% de título, de modo que a pressão das correntes de saída seja superior a 100 psia?

Problemas de revisão

13–88 Usando a lei de Dalton, mostre que

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

para uma mistura real de k gases, onde Z é o fator de compressibilidade.

13–89 O volume de uma mistura de gases ideais para a composição do ar seco a 100 kPa pode ser aproximado da seguinte maneira: 78% de N_2, 21% de O_2 e 1% de ar. Determine as frações molares, as frações mássicas e a pressão parcial de cada componente. Calcule a massa molar aparente, a constante de gás aparente e o calor específico a uma pressão constante a 300 K para a mistura. Compare suas respostas com aquelas da Tab. A-1 e A-2*a*.

13–90 Os produtos de combustão de um combustível de hidrocarboneto e ar são compostos de 8 kmol de CO_2, 9 kmol de H_2O, 12,5 kmol de O_2 e 94 kmol de N_2. Considerando que a pressão da mistura é de 100 kPa, determine a pressão parcial do vapor de água da mistura de gases dos produtos e a temperatura à qual o vapor de água começará a condensar-se (os produtos são resfriados a uma pressão constante).

13–91 Uma mistura de gases consiste em 0,1 kg de oxigênio, 1 kg de dióxido de carbono e 0,5 kg de hélio. Essa mistura é comprimida até 17.500 kPa e 20 °C. Determine a massa desse gás contido em um tanque de 0,3 m³, (*a*) tratando-o como uma mistura de gases ideais, (*b*) utilizando um fator de compressibilidade com base na lei de Dalton das pressões aditivas, (*c*) um fator de compressibilidade com base na lei dos volumes aditivos e (*d*) pressão e temperatura pseudocríticas de Kay.

13–92 Uma mistura de dióxido de carbono e nitrogênio escoa por um bocal convergente. A mistura sai do bocal a uma temperatura de 500 K, com uma velocidade de 360 m/s. Considerando que a velocidade é igual à velocidade do som na temperatura de saída, determine a composição da mistura em massa compatível com essas condições.

13–93E Uma mistura de gases que consiste em 0,1 lbmol de nitrogênio e 0,2 lbmol de oxigênio preenche um dispositivo pistão-cilindro. Inicialmente, esse gás está a 300 psia e ocupa 5 pés³. A mistura é então expandida até 10 pés³ enquanto a temperatura é mantida constante. Determine o trabalho total produzido durante esse processo, em Btu.

13–94 Uma mistura de nitrogênio e dióxido de carbono tem uma fração molar de nitrogênio de 85%. Determine o trabalho (em kJ/kg) necessário para comprimir essa mistura isotermicamente em um dispositivo pistão-cilindro de 100 kPa e 27 °C até 500 kPa.

13–95 Uma mistura de gases ideais tem uma razão de calores específicos $k = 1{,}35$ e um peso molecular aparente $M = 32$ kg/kmol. Determine o trabalho (em kJ/kg) necessário para comprimir a mistura isentropicamente em sistema fechado, a partir de um estado inicial de 100 kPa e 20 °C até 1.000 kPa. *Resposta:* 178 kJ/kg

FIGURA P13–95

13–96 Um arranjo pistão-cilindro com mola contém uma mistura de gases cujas frações de pressão correspondem a 25% de Ne, 50% de O_2 e 25% de N_2. O diâmetro do pistão e a mola são selecionados para esse dispositivo e devem atender às seguintes exigências: o volume deve ser de 0,1 m³, quando a pressão for de 200 kPa, e de 1,0 m³, quando a pressão for de 1.000 kPa. Inicialmente, o gás é fornecido ao dispositivo até que a pressão seja de 200 kPa, e a temperatura, 10 °C. O dispositivo é então aquecido até que a pressão seja de 500 kPa. Calcule o trabalho total e a transferência de calor para esse processo. *Respostas:* 118 kJ; 569 kJ

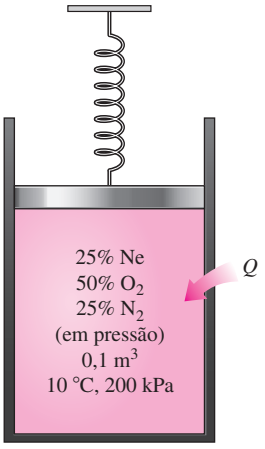


FIGURA P13–96

13–97 O arranjo pistão-cilindro do Prob. 13–96 é preenchido com uma mistura cuja massa é 55% de nitrogênio e 45% de dióxido de carbono. Inicialmente, essa mistura está a 200 kPa e 45 °C. O gás é aquecido até que o volume tenha duplicado. Calcule o trabalho total e a transferência de calor para esse processo.

13–98 Calcule o trabalho total e a transferência de calor necessária para triplicar a pressão inicial da mistura do Prob. 13–97 quando ela é aquecida no arranjo pistão-cilindro com mola.

13–99 Um tanque rígido contém uma mistura de 4 kg de He e 8 kg de O_2, a 170 K e 7 MPa. Calor é então transferido para o tanque, e a temperatura da mistura eleva-se até 220 K. Tratando o He como um gás ideal e o O_2 como um gás não ideal, determine (*a*) a pressão final da mistura e (*b*) a transferência de calor.

13–100 Uma mistura de 75% de dióxido de carbono e 25% de metano em base molar inicialmente a 1.300 K e 1.000 kPa expande-se em uma turbina para 100 kPa. A vazão em volume na entrada da turbina é de 180 L/s. Determine a potência realizada

pela mistura, considerando (*a*) aproximação de gás ideal e (*b*) a regra de Kay.

13–101 Uma vazão constante de uma mistura equimolar de N_2 e CO_2 a 120 kPa e 27 °C deve ser separada nos gases N_2 e CO_2 a 120 kPa e 27 °C. Determine o trabalho mínimo necessário por unidade de massa de mistura para realizar esse processo de separação. Considere $T_0 = 27$ °C.

13–102E As frações mássicas de uma mistura de gases correspondem a 15% de nitrogênio, 5% de hélio, 60% de metano e 20% de etano. Essa mistura é expandida de 400 psia e 500 °F para 20 psia em uma turbina adiabática com escoamento em regime permanente, com uma eficiência isentrópica de 85%. Calcule a eficiência de segunda lei e a destruição da exergia durante esse processo de expansão. Considere $T_0 = 77$ °F.

Respostas: 84,0%; 40,7 Btu/lbm

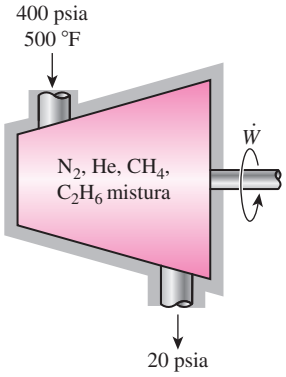


FIGURA P13–102E

13–103 Usando o EES (ou outro programa), escreva um programa para determinar as frações molares dos componentes de uma mistura de três gases com massas molares conhecidas, considerando que as frações mássicas também são dadas. Determine também as frações mássicas dos componentes, considerando que as frações molares são previamente fornecidas. Execute o programa usando um caso como exemplo e apresente os resultados.

13–104 Usando o EES (ou outro programa) escreva um programa para determinar a variação da entropia de uma mistura de três gases ideais, considerando que as frações mássicas e outras propriedades dos gases constituintes são dadas. Execute o programa usando um caso como exemplo e apresente os resultados.

Problemas de múltipla escolha

13–105 Uma mistura de gases ideais cuja massa molar aparente é de 20 kg/kmol consiste em N_2 e três outros gases. Considerando que a fração molar do nitrogênio é 0,55, sua fração mássica será

(*a*) 0,15 (*b*) 0,23 (*c*) 0,39
(*d*) 0,55 (*e*) 0,77

13–106 Uma mistura de gases ideais consiste em 2 kmol de N_2 e 6 kmol de CO_2. A fração mássica de CO_2 da mistura é

(*a*) 0,175 (*b*) 0,250 (*c*) 0,500
(*d*) 0,750 (*e*) 0,875

13–107 Uma mistura de gases ideais consiste em 2 kmol de N_2 e 4 kmol de CO_2. A constante aparente de gás da mistura é

(*a*) 0,215 kJ/kg·K (*b*) 0,225 kJ/kgK
(*c*) 0,243 kJ/kg·K (*d*) 0,875 kJ/kg·K
(*e*) 1,24 kJ/kg·K

13–108 Um tanque rígido é dividido em dois compartimentos por uma partição. Um compartimento contém 3 kmol de N_2 a 400 kPa, e o outro compartimento contém 7 kmol de CO_2 a 200 kPa. A partição é então removida, e os dois gases formam uma mistura homogênea a 250 kPa. A pressão parcial do N_2 na mistura é

(*a*) 75 kPa (*b*) 90 kPa (*c*) 125 kPa
(*d*) 175 kPa (*e*) 250 kPa

13–109 Um tanque rígido de 80 L contém uma mistura de gases ideais de 5 g de N_2 e 5 g de CO_2, a uma pressão e temperatura especificadas. Considerando que o N_2 é separado da mistura e armazenado à temperatura e pressão da mistura, seu volume será

(*a*) 32 L (*b*) 36 L (*c*) 40 L
(*d*) 49 L (*e*) 80 L

13–110 Uma mistura de gases ideais consiste em 3 kg de argônio e 6 kg de gases de CO_2. A mistura inicialmente a 250 K é aquecida a um volume constante até 350 K. A quantidade de calor transferida é

(*a*) 374 kJ (*b*) 436 kJ (*c*) 488 kJ
(*d*) 525 kJ (*e*) 664 kJ

13–111 Uma mistura de gases ideais consiste em 60% de hélio e 40% de argônio em massa. A mistura é expandida isentropicamente em uma turbina de 400 °C e 1,2 MPa até uma pressão de 200 kPa. A temperatura da mistura na saída da turbina é

(*a*) 56 °C (*b*) 195 °C (*c*) 130 °C
(*d*) 112 °C (*e*) 400 °C

13–112 Um compartimento de um tanque rígido isolado contém 2 kmol de CO_2 a 20 °C e 150 kPa, enquanto o outro compartimento contém 5 kmol de H_2 a 35 °C e 300 kPa. A partição entre os dois gases é então removida, e os dois gases formam uma mistura homogênea de gases ideais. A temperatura da mistura é

(*a*) 25 °C (*b*) 29 °C (*c*) 22 °C
(*d*) 32 °C (*e*) 34 °C

13–113 Um dispositivo pistão-cilindro contém uma mistura de gases ideais de 3 kmol de gás hélio e 7 kmol de gás argônio a 50 °C e 400 kPa. O gás é expandido a uma pressão constante até que seu volume dobre. A quantidade de calor transferida da mistura de gases é

(*a*) 6,2 MJ (*b*) 4,2 MJ (*c*) 27 MJ
(*d*) 10 MJ (*e*) 67 MJ

13–114 Uma mistura de gases ideais de hélio e argônio com frações mássicas idênticas entra em uma turbina a 1.500 K e 1 MPa

com um fluxo de massa de 0,12 kg/s, expandindo-se isentropicamente até 100 kPa. A potência da turbina é de

(*a*) 253 kW (*b*) 310 kW (*c*) 341 KW
(*d*) 463 kW (*e*) 550 kW

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

13–115 A regra aditiva simples pode não ser apropriada para o volume de misturas binárias de gases. Prove isso para um par de gases de sua escolha em várias temperaturas e pressões diferentes, utilizando a regra de Kay e o princípio dos estados correspondentes.

13–116 Uma mistura pressurizada de nitrogênio e argônio é fornecida para um bocal de controle direcional em um satélite espacial. Esboce em um diagrama a velocidade do gás na saída do bocal como uma função da fração mássica do argônio, com a pressão e a temperatura fixas na entrada e a pressão fixa na saída. A força produzida pelo bocal é proporcional ao produto da vazão mássica e da velocidade na saída. Existe uma fração mássica ótima de argônio que produz a maior força?

13–117 Considere um tanque rígido equipado com um manômetro. Descreva um procedimento pelo qual você poderia usar esse tanque para misturar gases ideais nas porções prescritas de fração molar.

13–118 A exposição prolongada o ar mercúrio, mesmo a concentrações relativamente baixas mas tóxicas, é conhecida por causar desordens mentais permanentes, insônia, dor e dormência nas mãos e nos pés, entre outras consequências. Assim, nos Estados Unidos, a concentração máxima permitida de vapor de mercúrio no ar em locais de trabalho é regulamentada por órgãos do governo federal americano. Essas regulamentações exigem que o nível médio de concentração de mercúrio no ar não exceda 0,1 mg/m^3.

Considere um vazamento de mercúrio que ocorra em um depósito hermeticamente fechado a 20 °C, em São Francisco, durante um terremoto. Calcule o mais alto nível de concentração de mercúrio no ar que pode ocorrer no depósito em mg/m^3, e determine se ele está dentro do limite de segurança. A pressão de vapor do mercúrio a 20 °C é de 0,173 Pa. Proponha algumas orientações de segurança contra a formação de concentrações tóxicas de vapor de mercúrio no ar de depósitos e laboratórios.

Capítulo

14

Misturas Gás-Vapor e Condicionamento de Ar

Em temperaturas abaixo da temperatura crítica, a fase gasosa de uma substância é frequentemente chamada de *vapor*. O termo *vapor* implica um estado gasoso que está próximo da região de saturação da substância, elevando a possibilidade de condensação durante um processo.

No Cap. 13 discutimos as misturas de gases que geralmente estão acima de suas temperaturas críticas, por isso não havia preocupação com a possível condensação de nenhum desses gases durante um processo. A análise fica bastante simplificada quando não é preciso lidar com duas fases; porém, quando lidamos com uma mistura de gás e vapor, o vapor pode condensar durante um processo, formando uma mistura de duas fases. Isso pode complicar consideravelmente a análise. Assim, uma mistura de gás e vapor precisa ser tratada de modo diferente de uma mistura comum de gases.

Várias misturas de gás e vapor são encontradas na engenharia. Neste capítulo, vamos considerar a *mistura de ar-água-vapor*, que é a mistura de gás-vapor mais encontrada na prática. Discutimos também o *condicionamento de ar*, ou seja, a principal área de aplicação das misturas de ar-água-vapor.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Diferenciar *ar seco* de *ar atmosférico*.
- Definir e calcular a umidade específica e a umidade relativa do ar atmosférico.
- Calcular a temperatura do ponto de orvalho do ar atmosférico.
- Relacionar a temperatura de saturação adiabática e as temperaturas de bulbo úmido do ar atmosférico.
- Utilizar o diagrama psicrométrico como ferramenta para determinar as propriedades do ar atmosférico.
- Aplicar os princípios da conservação de massa e energia aos diversos processos de condicionamento de ar.

Ar seco

T, °C	c_p, kJ/kg·°C
–10	1,0038
0	1,0041
10	1,0045
20	1,0049
30	1,0054
40	1,0059
50	1,0065

FIGURA 14–1 O c_p do ar pode ser considerado constante com o valor 1,005 kJ/kg·°C no intervalo de temperaturas de −10 °C a 50 °C com um erro abaixo de 0,2%.

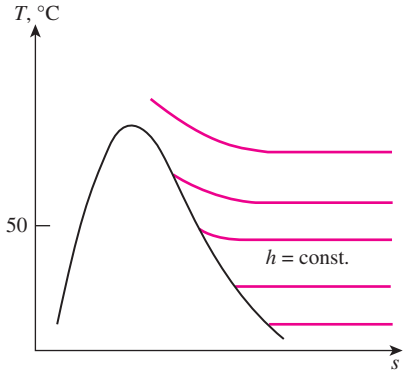


FIGURA 14–2 A temperaturas abaixo de 50 °C, as linhas de h = constante coincidem com as linhas de T = constante na região de vapor superaquecido da água.

14–1 AR SECO E AR ATMOSFÉRICO

O ar é uma mistura de nitrogênio, oxigênio e pequenas quantidades de outros gases. Na atmosfera, o ar normalmente contém um pouco de vapor de água (ou *umidade*) e é chamado de **ar atmosférico**. Já o ar que não contém vapor de água é chamado de **ar seco**. Frequentemente é conveniente tratar o ar como uma mistura de vapor de água e ar seco, uma vez que a composição do ar seco permanece relativamente constante, mas a quantidade de vapor de água muda como resultado da condensação e evaporação dos oceanos, lagos, rios, chuvas e até mesmo com o processo de evaporação e condensação que ocorre no corpo humano. Embora a quantidade de vapor de água no ar seja pequena, ele tem um papel importante para o conforto humano. Portanto, essa é uma consideração importante nas aplicações de condicionamento de ar.

A temperatura do ar nas aplicações de condicionamento de ar varia de cerca de −10 °C a cerca de 50 °C. Nesse intervalo, o ar seco pode ser tratado como um gás ideal com um valor de c_p constante igual a 1,005 kJ/kg·K [0,240 Btu/lbm·R] com erro desprezível (abaixo de 0,2%), como ilustra a Fig. 14–1. Considerando 0 °C como uma temperatura de referência, a entalpia e a variação da entalpia do ar seco podem ser determinadas por

$$h_{\text{ar seco}} = c_p T = (1{,}005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{°C})T \qquad \text{(kJ/Kg)} \qquad \textbf{(14–1}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

e

$$\Delta h_{\text{ar seco}} = c_p \Delta T = (1{,}005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{°C})\ \Delta T \qquad \text{(kJ/Kg)} \qquad \textbf{(14–1}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

onde T é a temperatura do ar em °C e ΔT é a variação da temperatura. Nos processos de condicionamento de ar, estamos preocupados com as *variações* da entalpia Δh, que é independente do ponto de referência selecionado.

Certamente seria bastante conveniente tratar o vapor de água do ar também como um gás ideal, e provavelmente você estaria disposto a sacrificar uma certa exatidão para ter tal conveniência. Bem, acontece que podemos ter a conveniência sem muito sacrifício. A 50 °C, a pressão de saturação da água é de 12,3 kPa. A pressões abaixo desse valor, o vapor de água pode ser tratado como um gás ideal com erro desprezível (abaixo de 0,2%), mesmo quando ele é vapor saturado. Portanto, o vapor de água do ar se comporta como se existisse sozinho e obedece à relação de gás ideal $Pv = RT$. O ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases ideais, cuja pressão é a soma da pressão parcial do ar seco* P_a e da pressão do vapor de água P_v:

$$P = P_a + P_v \qquad \text{(kPa)} \qquad \textbf{(14–2)}$$

A pressão parcial do vapor de água geralmente é chamada de **pressão de vapor**. É a pressão que o vapor de água exerceria se existisse sozinho, à mesma temperatura e ao mesmo volume do ar atmosférico.

Como o vapor de água é um gás ideal, a entalpia do vapor de água é uma função apenas da temperatura, ou seja, $h = h(T)$. Isso também pode ser observado no diagrama T-s da água, apresentado nas Figs. A–9 e 14–2, no qual as linhas de entalpia constante coincidem com as linhas de temperatura constante a temperaturas abaixo de 50 °C. Dessa forma, *a entalpia do vapor de água no ar pode ser considerada igual à entalpia do vapor saturado à mesma temperatura.* Ou seja,

$$h_v(T, \text{baixa } P) \cong h_g(T) \qquad \textbf{(14–3)}$$

* Em todo este capítulo, o subscrito a indica o ar seco e o subscrito v indica o vapor de água.

A entalpia do vapor de água a 0 °C é 2.500,9 kJ/kg. O valor médio do c_p do vapor de água no intervalo de temperaturas −10 °C a 50 °C pode ser assumido como 1,82 kJ/kg·°C. Então, a entalpia do vapor de água pode ser determinada aproximadamente por

$$h_g(T) \cong 2.500{,}9 + 1{,}82T \quad (\text{kJ/kg}) \quad T \text{ em } °\text{C} \tag{14–4}$$

e

$$h_g(T) \cong 1.060{,}9 + 0{,}435T \quad (\text{Btu/lbm}) \quad T \text{ em } °\text{F} \tag{14–5}$$

no intervalo de temperaturas de −10 °C a 50 °C (ou 15 °F a 120 °F) com margem de erro desprezível, como mostra a Fig. 14–3.

Vapor de água

T, °C	h_g, kJ/kg Tab. A-4	h_g, kJ/kg Eq. 14-4	Diferença, kJ/kg
−10	2.482,1	2.482,7	−0,6
0	2.500,9	2.500,9	0,0
10	2.519,2	2.519,1	0,1
20	2.537,4	2.537,3	0,1
30	2.555,6	2.555,5	0,1
40	2.573,5	2.573,7	−0,2
50	2.591,3	2.591,9	−0,6

FIGURA 14–3 No intervalo de temperaturas de −10 °C a 50 °C, o h_g da água pode ser determinado pela Eq. 14–4, com margem de erro desprezível.

14–2 UMIDADE ESPECÍFICA E RELATIVA DO AR

A quantidade de vapor de água no ar pode ser especificada de diversas maneiras. Provavelmente o modo mais lógico é especificar diretamente a massa do vapor de água presente em uma unidade de massa de ar seco, chamada de umidade absoluta ou específica (também chamada de *relação de umidade*), e indicada por ω:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg de vapor d'água/kg de ar seco}) \tag{14–6}$$

A umidade específica também pode ser expressa como

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V/R_v T}{P_a V/R_a T} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0{,}622\frac{P_v}{P_a} \tag{14–7}$$

ou

$$\omega = \frac{0{,}622P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg de vapor d'água/kg de ar seco}) \tag{14–8}$$

onde P é a pressão total.

Considere 1 kg de ar seco. Por definição, o ar seco não contém vapor de água, e portanto sua umidade específica é zero. Agora vamos adicionar vapor de água a esse ar seco. A umidade específica aumentará. À medida que mais vapor ou umidade são adicionados, a umidade específica continuará aumentando até que o ar não absorva mais umidade. Nesse ponto, diz-se que o ar está saturado de umidade, e por isso é chamado de **ar saturado**. Toda umidade introduzida no ar saturado se condensará. A quantidade de vapor de água no ar saturado a uma temperatura e pressão especificadas pode ser determinada com a Eq. 14–8, substituindo P_v por P_g, a pressão de saturação da água àquela temperatura (Fig. 14–4).

A quantidade de umidade do ar tem um efeito definitivo sobre o conforto que sentimos em um ambiente. Entretanto, o nível de conforto depende mais da quantidade de umidade que o ar contém (m_v) com relação à quantidade máxima de umidade que o ar pode conter à mesma temperatura (m_g). A relação entre essas duas quantidades é chamada de **umidade relativa** ϕ (Fig. 14–5)

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V/R_v T}{P_g V/R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \tag{14–9}$$

FIGURA 14–4 Para o ar saturado, a pressão do vapor é igual à pressão de saturação da água.

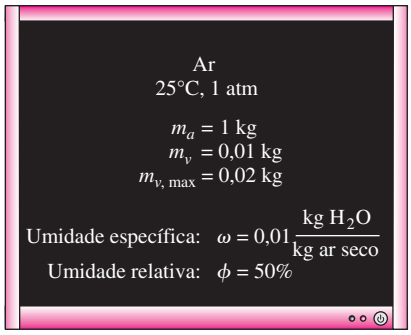

Ar
25°C, 1 atm
m_a = 1 kg
m_v = 0,01 kg
$m_{v,\,max}$ = 0,02 kg
Umidade específica: $\omega = 0{,}01 \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg ar seco}}$
Umidade relativa: $\phi = 50\%$

FIGURA 14–5 A umidade específica é a quantidade real de vapor de água em 1 kg de ar seco, enquanto a umidade relativa é a relação entre a quantidade real de umidade no ar a uma determinada temperatura e a quantidade máxima de umidade que o ar pode conter à mesma temperatura.

onde

$$P_g = P_{\text{sat @ } T} \tag{14–10}$$

Combinando as Eqs. 14–8 e 14–9, podemos também expressar a umidade relativa como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0{,}622 + \omega)P_g} \quad \text{e} \quad \omega = \frac{0{,}622\phi P_g}{P - \phi P_g} \tag{14–11a, b}$$

A umidade relativa varia de 0 para o ar seco até 1 para o ar saturado. Observe que a quantidade de umidade que o ar pode conter depende de sua temperatura. Portanto, a umidade relativa do ar muda com a temperatura mesmo quando sua umidade específica permanece constante.

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor de água, e por isso a entalpia do ar é expressa em relação às entalpias do ar seco e do vapor de água. Na maioria das aplicações práticas, a quantidade de ar seco da mistura de ar e vapor de água permanece constante, mas a quantidade de vapor de água varia. Assim, a entalpia do ar atmosférico é expressa *por unidade de massa de ar seco*, e não por unidade de massa da mistura de ar e vapor de água.

A entalpia total (uma propriedade extensiva) do ar atmosférico é a soma das entalpias do ar seco e do vapor de água:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Dividindo por m_a, temos

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

ou

$$h = h_a + \omega h_g \qquad \text{(kJ/kg ar seco)} \tag{14–12}$$

desde que $h_v \cong h_g$ (Fig. 14–6).

Observe também que a temperatura comum do ar atmosférico com frequência é chamada de **temperatura de bulbo seco**, para diferenciá-la das outras formas de temperatura que serão discutidas.

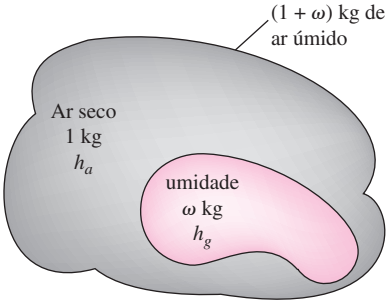


FIGURA 14–6 A entalpia do ar úmido (atmosférico) é expressa por unidade de massa de ar seco, e não por unidade de massa de ar úmido.

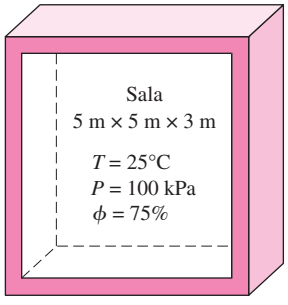


FIGURA 14–7 Esquema para o Exemplo 14–1.

EXEMPLO 14–1 Quantidade de vapor de água no ar ambiente

Uma sala de 5m × 5 m × 3 m mostrada na Fig. 14–7 contém ar a 25 °C e 100 kPa a uma umidade relativa de 75%. Determine (*a*) a pressão parcial do ar seco, (*b*) a umidade específica, (*c*) a entalpia por unidade de massa do ar seco e (*d*) as massas do ar seco e do vapor de água na sala.

SOLUÇÃO A umidade relativa do ar de uma sala é dada. A pressão do ar seco, a umidade específica, a entalpia e as massas de ar seco e vapor de água da sala devem ser determinadas.

Hipótese O ar seco e o vapor de água da sala são gases ideais.

Propriedades O calor específico a pressão constante do ar à temperatura ambiente é c_p = 1,005 kJ/kg·K (Tab. A–2*a*). Para a água a 25 °C, temos T_{sat} =3,1698 kPa e h_g = 2.546,5 kJ/kg (Tab. A–4).

Análise (*a*) A pressão parcial do ar seco pode ser determinada com a Eq. 14–2:

$$P_a = P - P_v$$

onde

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{sat @ 25°C}} = (0{,}75)(3{,}1698 \text{ kPa}) = 2{,}38 \text{ kPa}$$

Assim,

$$P_a = (100 - 2{,}38) \text{ kPa} = \mathbf{97{,}62 \text{ kPa}}$$

(*b*) A umidade específica do ar é determinada com a Eq. 14–8:

$$\omega = \frac{0{,}622 P_v}{P - P_v} = \frac{(0{,}622)(2{,}38 \text{ kPa})}{(100 - 2{,}38) \text{ kPa}} = \mathbf{0{,}0152 \text{ kg } H_2O/\text{kg ar seco}}$$

(*c*) A entalpia do ar por unidade de massa de ar seco é determinada com a Eq. 14–12:

$$\begin{aligned} h &= h_a + \omega h_v \cong c_p T + \omega h_g \\ &= (1{,}005 \text{ kJ/kg·°C})(25 \text{ °C}) + (0{,}0152)(2.546{,}5 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{63{,}8 \text{ kJ/kg ar seco}} \end{aligned}$$

A entalpia do vapor de água (2.546,5 kJ/kg) também pode ser determinada com a aproximação dada pela Eq. 14–4:

$$h_{g \text{ @ } 25 \text{ °C}} \cong 2.500{,}9 + 1{,}82(25) = 2.546{,}4 \text{ kJ/kg}$$

que é praticamente idêntica ao valor obtido na Tab. A–4.
(*d*) Tanto o ar seco como o vapor de água preenchem completamente toda a sala. Portanto, o volume de cada gás é igual ao volume da sala:

$$V_a = V_v = V_{\text{sala}} = (5 \text{ m})(5 \text{ m})(3 \text{ m}) = 75 \text{ m}^3$$

As massas de ar seco e do vapor de água são determinadas com a aplicação da relação de gás ideal a cada gás separadamente.

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97{,}62 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0{,}287 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(298 \text{ K})} = \mathbf{85{,}61 \text{ kg}}$$

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} = \frac{(2{,}38 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0{,}4615 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(298 \text{ K})} = \mathbf{1{,}30 \text{ kg}}$$

A massa do vapor de água no ar também pode ser determinada pela Eq. 14–6:

$$m_v = \omega m_a = (0{,}0152)(85{,}61 \text{ kg}) = 1{,}30 \text{ kg}$$

14–3 TEMPERATURA DO PONTO DE ORVALHO

Se você vive em uma área úmida, provavelmente está acostumado a acordar na maioria das manhãs de verão e encontrar a grama úmida. Porém, você sabe que não choveu na noite anterior. Então, o que aconteceu? O excesso de umidade no ar simplesmente condensou nas superfícies frias, formando aquilo que chamamos de *orvalho*. No verão, uma quantidade considerável de água vaporiza durante o dia. À medida que a temperatura cai durante a noite, também cai a "capacidade de absorção de umidade" do ar, que é a quantidade máxima de umidade que o ar pode conter. (O que acontece com a umidade relativa durante esse processo?) Após algum tempo, a capacidade de absorção de umidade do ar fica igual ao seu conteúdo de umidade. Nesse ponto, o ar está saturado e sua umidade relativa é de 100%.

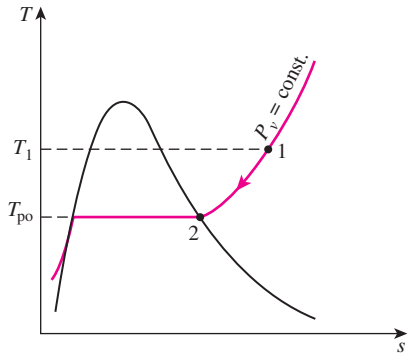


FIGURA 14–8 O resfriamento a pressão constante do ar úmido e a temperatura de ponto de orvalho no diagrama *T*-s da água.

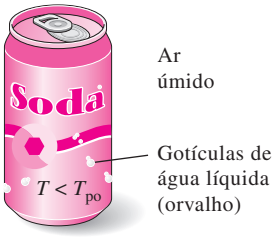


FIGURA 14–9 Quando a temperatura de uma bebida fria está abaixo da temperatura do ponto de orvalho do ar da vizinhança, a bebida "transpira".

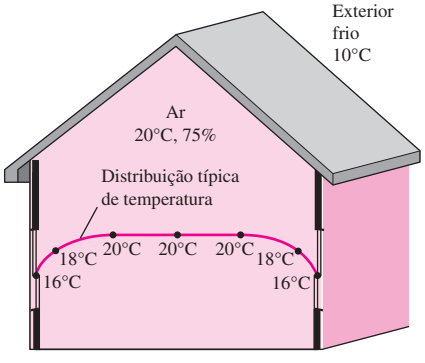


FIGURA 14–10 Esquema para o Exemplo 14–2.

Qualquer outra queda da temperatura resulta na condensação de parte da umidade, e esse é o começo da formação de orvalho.

A **temperatura de ponto de orvalho** T_{po} é definida como *a temperatura na qual a condensação começa quando o ar é resfriado a pressão constante.* Em outras palavras, T_{po} é a temperatura de saturação da água correspondente à pressão do vapor:

$$T_{po} = T_{sat\ @\ P_v} \qquad \textbf{(14–13)}$$

Isso também é ilustrado na Fig. 14–8. À medida que o ar resfria a pressão constante, a pressão do vapor P_v permanece constante. Assim, o vapor no ar (estado 1) passa por um processo de resfriamento a pressão constante até atingir a linha de vapor saturado (estado 2). Nesse ponto a temperatura é T_{po}, e se a temperatura cair mais ainda, parte do vapor se condensa. Como resultado, a quantidade de vapor no ar diminui, o que resulta em uma diminuição em P_v. O ar permanece saturado durante o processo de condensação e, portanto, segue uma trajetória de umidade relativa de 100% (a linha do vapor saturado). A temperatura comum e a temperatura do ponto de orvalho do ar saturado são idênticas.

Você já deve ter notado que quando compra uma lata de bebida gelada em um dia quente e úmido, o orvalho se forma na lata. A formação do orvalho na lata indica que a temperatura da bebida está abaixo da temperatura do ponto de orvalho do ar da vizinhança (Fig. 14–9).

A temperatura do ponto de orvalho do ar ambiente pode ser determinada facilmente resfriando um pouco de água em uma xícara de metal, adicionando pequenas quantidades de gelo e misturando o conteúdo. A temperatura da superfície externa da xícara quando o orvalho começa a se formar na superfície é a temperatura de ponto de orvalho do ar.

EXEMPLO 14–2 Embaçamento das janelas de uma casa

No inverno frequentemente ocorre condensação nas superfícies internas das janelas, devido às temperaturas mais baixas do ar próximo à superfície da janela. Considere uma casa como a mostrada na Fig. 14–10, contendo ar a 20 °C e 75% de umidade relativa. Qual a temperatura da janela na qual a umidade do ar começará a se condensar (causando assim o embaçamento) nas suas superfícies internas?

SOLUÇÃO O interior de uma casa é mantido a uma temperatura e umidade específicas. A temperatura da janela na qual o embaçamento começa a se formar deve ser determinada.

Propriedades A pressão de saturação da água a 20 °C é P_{sat} = 2,3392 kPa (Tab. A–4).

Análise Geralmente, a distribuição da temperatura de uma casa não é uniforme. Quando a temperatura externa cai no inverno, a temperatura interna também cai próximo às paredes e janelas. Assim, o ar próximo às paredes e janelas permanece a uma temperatura mais baixa do que o ar nas partes internas de uma casa, embora a pressão total e a pressão do vapor permaneçam constantes em toda a casa. Como resultado, o ar próximo às paredes e janelas passa por um processo de resfriamento com P_v = *constante* até que a umidade do ar comece a condensar. Isso acontece quando o ar atinge sua temperatura de ponto de orvalho T_{po}, que é determinada pela Eq. 14–13 como

$$T_{po} = T_{sat\ @\ P_v}$$

onde

$$P_v = \phi P_{g\,@\,20°C} = (0{,}75)(2{,}3392\ \text{kPa}) = 1{,}754\ \text{kPa}$$

Assim,

$$T_{po} = T_{sat\,@\,1{,}754\ \text{kPa}} = \mathbf{15{,}4\ °C}$$

Discussão Observe que a superfície interna da janela deve ser mantida acima de 15,4 °C para evitar a condensação nas superfícies da janela.

14–4 SATURAÇÃO ADIABÁTICA E TEMPERATURAS DE BULBO ÚMIDO

A umidade relativa e a umidade específica são frequentemente usadas na engenharia e nas ciências atmosféricas, e é desejável relacioná-las a quantidades facilmente mensuráveis, como temperatura e pressão. Uma forma de definir a umidade relativa é determinar a temperatura do ponto de orvalho do ar, como foi discutido na última seção. Conhecendo a temperatura do ponto de orvalho, podemos determinar a pressão do vapor P_v e, consequentemente, a umidade relativa. Essa é uma abordagem simples, mas não muito prática.

Outra forma de determinar a umidade absoluta ou relativa está relacionada a um *processo de saturação adiabático*, mostrado de forma esquemática em um diagrama *T*-*s* na Fig. 14–11. O sistema consiste em um longo canal isolado que contém uma piscina com água. Uma corrente constante de ar não saturado com uma umidade específica ω_1 (desconhecida) e uma temperatura T_1 escoa através desse canal. O ar escoa acima da água, parte da água evapora e se mistura à corrente de ar. O conteúdo de umidade do ar aumenta durante esse processo, e sua temperatura diminui, uma vez que parte do calor latente da vaporização da água que evapora vem do ar. Se o canal for suficientemente longo, a corrente de ar sai como ar saturado ($\phi = 100\%$) à temperatura T_2, que é chamada de **temperatura de saturação adiabática**.

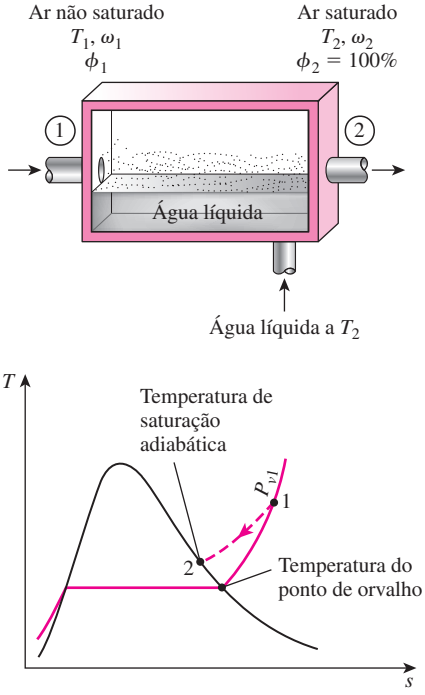


FIGURA 14–11 O processo de saturação adiabático e sua representação em um diagrama *T*-s da água.

Se a água de reposição é fornecida ao canal na taxa de evaporação à temperatura T_2, o processo de saturação adiabático descrito pode ser analisado como um processo com escoamento em regime permanente. O processo não envolve calor ou interações de trabalho, e as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas. Assim, as relações de conservação de massa e energia desse sistema com escoamento em regime permanente de duas entradas e uma saída se reduzem a:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a \qquad \text{(A vazão mássica do ar seco permanece constante)}$$

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_l = \dot{m}_{w_2} \qquad \text{(A vazão mássica do vapor no ar aumenta na mesma quantidade da taxa de evaporação } \dot{m}_l\text{)}$$

ou

$$\dot{m}_a\omega_1 + \dot{m}_l = \dot{m}_a\omega_2$$

Assim,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Balanço de energia:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}} \quad (\text{desde que } \dot{Q} = 0 \text{ e } \dot{W} = 0)$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_l h_{l_2} = \dot{m}_a h_2$$

ou

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)h_{l_2} = \dot{m}_a h_2$$

Dividindo por $\dot{m}_a$, temos

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{l_2} = h_2$$

ou

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_{l_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2})$$

que resulta em

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{lv_2}}{h_{g_1} - h_{l_2}} \tag{14–14}$$

onde, da Eq. 14–11*b*,

$$\omega_2 = \frac{0{,}622 P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} \tag{14–15}$$

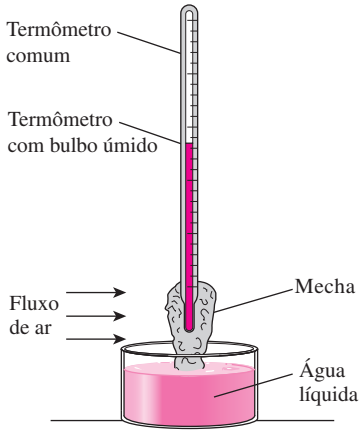


FIGURA 14–12 Um arranjo simples para medir a temperatura de bulbo úmido.

uma vez que $\phi_2 = 100\ \%$. Dessa forma, concluímos que a umidade específica (e a umidade relativa) do ar pode ser determinada pelas Eqs. 14–14 e 14–15, medindo a pressão e a temperatura do ar na entrada e saída de um saturador adiabático.

Se o ar que entra no canal já estiver saturado, a temperatura de saturação adiabática T_2 será idêntica à temperatura de entrada T_1, caso em que a Eq. 14–14 resulta em $\omega_1 = \omega_2$. Em geral, a temperatura de saturação adiabática está entre as temperaturas da entrada e do ponto de orvalho.

O processo de saturação adiabática discutido oferece um meio de determinar a umidade absoluta ou relativa do ar, mas exige um canal longo ou um mecanismo de aspersão para atingir condições de saturação na saída. Uma abordagem mais prática é usar um termômetro cujo bulbo esteja coberto por uma mecha de algodão saturado com água e soprar ar sobre a mecha, como mostra a Fig. 14–12. A temperatura medida dessa maneira é chamada de **temperatura de bulbo úmido** T_{bu}, e normalmente é usada em aplicações de condicionamento de ar.

O princípio básico envolvido é semelhante àquele da saturação adiabática. Quando o ar não saturado passa sobre a mecha úmida, parte da água da mecha evapora. Como resultado, a temperatura da água cai, criando uma diferença de temperatura (que é a força motora da transferência de calor) entre o ar e a água. Após algum tempo, a perda de calor da água pela evaporação é igual ao ganho de calor do ar, e a temperatura da água se estabiliza. A leitura do termômetro nesse ponto é a temperatura do bulbo úmido. A temperatura do bulbo úmido também pode ser medida ao se colocar o termômetro de bulbo úmido em um recipiente preso a uma

haste giratória, ou seja, fazendo com que o termômetro se movimente em vez do ar. Um dispositivo que funciona de acordo com esse princípio é chamado de *psicrômetro giratório* e é mostrado na Fig. 14–13. Em geral, um termômetro de bulbo seco também é montado na estrutura desse dispositivo, para que as temperaturas sejam lidas simultaneamente.

Os avanços da eletrônica possibilitaram a medição da umidade de forma direta, rápida e confiável, parece que o psicrômetro giratório e os termômetros de mecha úmida estão para se tornarem coisas do passado. Hoje, os dispositivos eletrônicos portáteis de medição da umidade se baseiam na variação da capacitância de um fino filme de polímero que, ao absorver vapor de água, pode detectar e exibir digitalmente a umidade relativa com precisão de 1% em questão de segundos.

Em geral, a temperatura de saturação adiabática e a temperatura do bulbo úmido não são iguais. Entretanto, para misturas de ar e vapor de água à pressão atmosférica, a temperatura de bulbo úmido é aproximadamente igual à temperatura de saturação adiabática. Portanto, a temperatura de bulbo úmido T_{bu} pode ser usada na Eq. 14–14 no lugar de T_2 para determinar a umidade específica do ar.

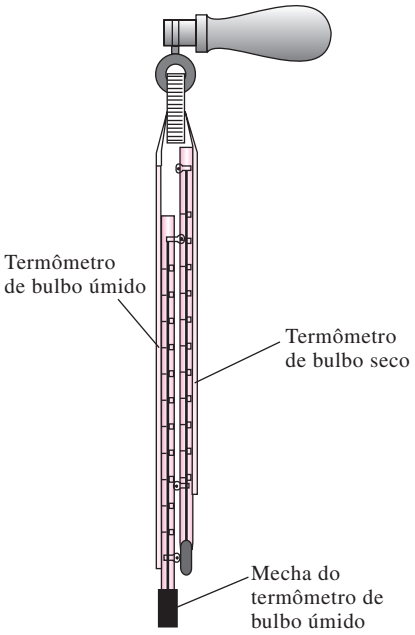


FIGURA 14–13 Psicrômetro giratório.

EXEMPLO 14–3 Umidade do ar específica e relativa

As temperaturas de bulbo seco e úmido do ar atmosférico à pressão de 1 atm (101,325 kPa) são medidas com um psicrômetro giratório e determinadas como 25 °C e 15 °C, respectivamente. Determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a umidade relativa e (*c*) a entalpia do ar.

SOLUÇÃO As temperaturas de bulbos seco e úmido são dadas. A umidade específica, a umidade relativa e a entalpia devem ser determinadas.

Propriedades A pressão de saturação da água é 1,7057 kPa a 15 °C e 3,1698 kPa a 25 °C (Tab. A–4). O calor específico a pressão constante do ar à temperatura ambiente é $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·K (Tab. A–2*a*).

Análise (*a*) A umidade específica ω_1 é determinada pela Eq. 14–14,

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{lv_2}}{h_{g_1} - h_{l_2}}$$

onde T_2 é a temperatura de bulbo úmido e ω_2 é

$$\omega_2 = \frac{0{,}622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} = \frac{(0{,}622)(1{,}7057\ \text{kPa})}{(101{,}325 - 1{,}7057)\ \text{kPa}}$$
$$= 0{,}01065\ \text{kg H}_2\text{O/kg ar seco}$$

Assim,

$$\omega_1 = \frac{(1{,}005\ \text{kJ/kg·°C})[(15 - 25)\ °\text{C}] + (0{,}01065)(2.465{,}4\ \text{kJ/kg})}{(2.546{,}5 - 62{,}982)\ \text{kJ/kg}}$$
$$= \mathbf{0{,}00653\ kg\ H_2O/kg\ ar\ seco}$$

(*b*) A umidade relativa ϕ_1 é determinada pela Eq. 14–11*a* como

$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0{,}622 + \omega_1)P_{g_1}} = \frac{(0{,}00653)(101{,}325\ \text{kPa})}{(0{,}622 + 0{,}00653)(3{,}1698\ \text{kPa})} = \mathbf{0{,}332\ ou\ 33{,}2\%}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*c*) A entalpia do ar por unidade de massa de ar seco é determinada pela Eq. 14–12:

$$h_1 = h_{a_1} + \omega_1 h_{v_1} \cong c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}$$
$$= (1{,}005\ \text{kJ/kg}\cdot{}^\circ\text{C})(25\ ^\circ\text{C}) + (0{,}00653)(2.546{,}5\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{41{,}8\ kJ/kg\ ar\ seco}$$

Discussão Os cálculos das propriedades anteriores podem ser facilmente executados usando-se o EES ou outros programas com funções psicrométricas incorporadas.

14–5 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

O estado do ar atmosférico a uma pressão específica é completamente determinado por duas propriedades intensivas independentes. O restante das propriedades pode ser calculado facilmente com as relações anteriores. O dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar normal envolve inúmeros cálculos, deixando nervosos até mesmo os engenheiros mais pacientes. Portanto, existe uma motivação clara para realizar esses cálculos em computador ou para realizá-los uma vez e apresentar os dados na forma de diagramas de leitura fácil. Esses diagramas são chamados de **diagramas psicrométricos** e são muito usados nas aplicações de condicionamento de ar. Um diagrama psicrométrico para uma pressão de 1 atm (101,325 kPa ou 14,696 psia) é apresentado na Fig. A–31 em unidades no SI e na Fig. A–31E em unidades inglesas. Os diagramas psicrométricos a outras pressões (para utilização a altitudes consideravelmente mais altas do que o nível do mar) também estão disponíveis.

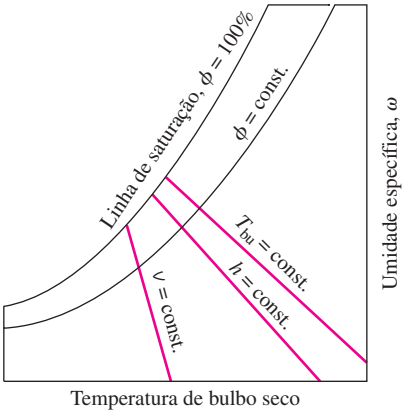


FIGURA 14–14 Esquema de um diagrama psicrométrico.

Os recursos básicos do diagrama psicrométrico são ilustrados na Fig. 14–14. As temperaturas de bulbo seco são mostradas no eixo horizontal, e a umidade específica, no eixo vertical. (Alguns diagramas também mostram a pressão de vapor no eixo vertical, uma vez que a uma pressão total fixa P existe uma correspondência unitária entre a umidade específica ω e a pressão de vapor P_v, como pode ser visto na Eq. 14–8.) No lado esquerdo do diagrama, há uma curva (chamada *linha de saturação)* em vez de uma linha reta. Todos os estados de ar saturado estão localizados nessa curva. Portanto, essa também é a curva da umidade relativa de 100%. Outras curvas de umidade relativa constante têm a mesma forma geral.

As linhas da temperatura constante de bulbo úmido têm uma aparência de declínio à direita. As linhas do volume específico constante (em m^3/kg de ar seco) são semelhantes, exceto por serem mais inclinadas. As linhas da entalpia constante (em kJ/kg de ar seco) ficam bem paralelas às linhas da temperatura de bulbo úmido constantes. Portanto, as linhas de temperaturas de bulbo úmido constante são usadas como linhas de entalpia constante em alguns diagramas.

Para o ar saturado, as temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e ponto de orvalho são idênticas (Fig. 14–15). Dessa forma, a temperatura de ponto de orvalho do ar atmosférico em certo ponto do diagrama pode ser determinada desenhando-se uma linha horizontal (uma linha de ω = constante ou P_v = constante) do ponto até a curva de saturação. O valor da temperatura no ponto de intersecção é a temperatura do ponto de orvalho.

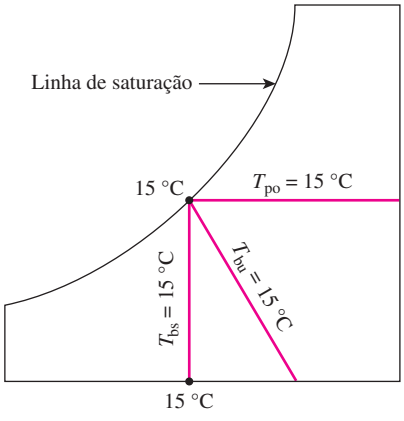


FIGURA 14–15 Para o ar saturado, as temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e ponto de orvalho são idênticas.

O diagrama psicrométrico também serve como um auxílio valioso na visualização dos processos de condicionamento de ar. Um processo comum de aquecimento ou resfriamento, por exemplo, aparece como uma linha horizontal nesse diagrama caso não haja nenhuma umidificação ou desumidificação (ou seja, ω = constante). Todo desvio de uma linha horizontal indica que a umidade é adicionada ou removida do ar durante o processo.

EXEMPLO 14–4 Uso do diagrama psicrométrico

Considere uma sala que contenha ar a 1 atm, esteja a 35 °C e tenha 40% de umidade relativa. Usando o diagrama psicrométrico determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a entalpia, (*c*) a temperatura de bulbo úmido, (*d*) a temperatura do ponto de orvalho e (*e*) o volume específico do ar.

SOLUÇÃO A umidade relativa do ar de uma sala é dada. A umidade específica, entalpia, temperatura de bulbo úmido, temperatura de ponto de orvalho e o volume específico do ar devem ser determinados usando-se o diagrama psicrométrico.

Análise A uma certa pressão total, o estado do ar atmosférico é especificado completamente por duas propriedades independentes, como a temperatura do bulbo seco e a umidade relativa. As outras propriedades são determinadas pela leitura direta de seus valores no estado especificado.

(*a*) A umidade específica é determinada traçando-se uma linha horizontal do estado especificado até a intersecção no lado direito com o eixo ω, como mostra a Fig. 14–16. No ponto de intersecção, temos

$$\omega = \mathbf{0{,}0142\ kg\ H_2O/kg\ ar\ seco}$$

(*b*) A entalpia do ar por unidade de massa de ar seco é determinada traçando-se uma linha paralela às linhas h = constante do estado específicado até que se intercepte a escala de entalpia, resultando em

$$h = \mathbf{71{,}5\ kJ/kg\ ar\ seco}$$

(*c*) A temperatura de bulbo úmido é determinada traçando-se uma linha paralela às linhas T_{bu} = constante do estado especificado até que se intercepte a linha de saturação, resultando em

$$T_{bu} = \mathbf{24°C}$$

(*d*) A temperatura do ponto de orvalho é determinada traçando-se uma linha horizontal do estado especificado até que se intercepte a linha de saturação à esquerda, resultando em

$$T_{po} = \mathbf{19{,}4°C}$$

(*e*) O volume específico por unidade de massa de ar seco é determinado observando-se as distâncias entre o estado especificado e as linhas v = constante nos dois lados do ponto. O volume específico é determinado pela interpolação visual como

$$v = \mathbf{0{,}893\ m^3/kg\ ar\ seco}$$

Discussão Os valores lidos do diagrama psicrométrico envolvem erros de leitura, e portanto sua exatidão é limitada.

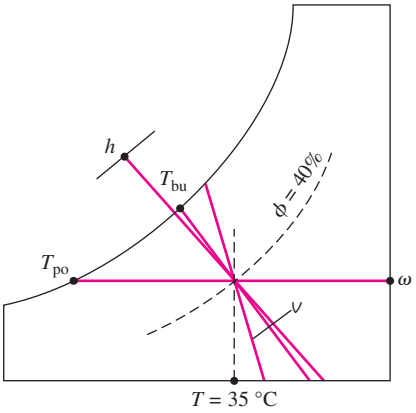


FIGURA 14–16 Esquema para o Exemplo 14–4.

14–6 CONFORTO HUMANO E CONDICIONAMENTO DE AR

Os seres humanos têm um defeito inerente – eles sempre querem se sentir confortáveis. Eles querem morar em um ambiente que não seja nem quente nem frio, nem úmido nem seco. Entretanto, conseguir conforto não é fácil, uma vez que os desejos do corpo humano e as condições climáticas não são muito compatíveis. Obter o conforto é algo que exige uma luta constante contra fatores que causam desconforto, como temperaturas altas ou baixas e umidade alta ou baixa. Nosso dever como engenheiros é ajudar as pessoas a se sentirem confortáveis (além do que, isso nos mantêm empregados).

FIGURA 14–17 Não podemos alterar as condições climáticas, mas podemos alterar o clima de um espaço confinado pelo condicionamento de ar.

© Vol. 77/PhotoDisc/Getty RF.

FIGURA 14–18 Um corpo se sente confortável quando pode dissipar livremente seu calor rejeitado e nada mais.

Não foi preciso muito tempo para que as pessoas percebessem que não poderiam mudar o clima de uma área. Tudo o que elas podem fazer é alterá-lo em um espaço confinado, como uma casa ou um local de trabalho (Fig. 14–17). No passado, isso era parcialmente realizado com fogo e sistemas simples de aquecimento interno. Hoje, modernos sistemas de condicionamento de ar podem aquecer, resfriar, umidificar, desumidificar, limpar e até mesmo desodorizar o ar – em outras palavras, *condicionar* o ar de acordo com o desejo das pessoas. Os sistemas de condicionamento de ar foram criados para *satisfazer* as necessidades do corpo humano. Assim, é essencial entendermos os aspectos termodinâmicos do corpo.

O corpo humano pode ser visto como uma máquina de calor cuja entrada de energia é o alimento. Assim como qualquer outra máquina térmica, o corpo humano libera calor que deve ser rejeitado para o ambiente para que o corpo continue operando. A taxa de geração de calor depende do nível da atividade. Para um homem adulto, esse nível é de cerca de 87 W quando ele está dormindo, 115 W quando ele está em repouso ou trabalhando no escritório, 230 W quando está jogando boliche e 440 W quando está realizando trabalho físico pesado. Os números correspondentes para uma mulher adulta são cerca de 15% menores. (Essa diferença deve-se ao tamanho do corpo, e não à temperatura do corpo. A temperatura corporal profunda de uma pessoa saudável é mantida constante a cerca de 37 °C.) Um corpo se sentirá confortável em ambientes nos quais ele possa dissipar sua rejeição de calor confortavelmente (Fig. 14–18).

A transferência de calor é proporcional à diferença de temperatura. Portanto, em ambientes frios, um corpo perde mais calor do que normalmente gera, o que resulta em uma sensação de desconforto. O corpo tenta minimizar o déficit de energia cortando a circulação sanguínea próxima à pele (causando uma aparência pálida). Isso diminui a temperatura da pele (que é de aproximadamente 34 °C para uma pessoa média) e, consequentemente, diminui a taxa de transferência de calor. Uma temperatura de pele baixa causa desconforto. As mãos, por exemplo, ficam doloridamente frias quando a temperatura da pele atinge 10 °C (50 °F). Podemos reduzir a perda de calor do corpo colocando barreiras (roupas adicionais, cobertores, etc.) à trajetória do calor, ou aumentando a taxa de geração de calor dentro do corpo por meio de exercícios. Por exemplo, o nível de conforto de uma pessoa em repouso vestida com roupas quentes de inverno em uma sala a 10 °C (50 °F) é aproximadamente igual ao nível de conforto de uma pessoa com as mesmas características que realiza trabalho moderado em uma sala a cerca de −23 °C (−10 °F). Ou então podemos simplesmente nos encolher e colocar as mãos entre as pernas para reduzir a área da superfície pela qual o calor flui.

Em ambientes quentes, temos o problema oposto – parece que não dissipamos calor suficiente de nossos corpos, e nos sentimos como se estivéssemos pegando fogo. Usamos roupas leves para facilitar a fuga do calor de nossos corpos, e reduzimos o nível de atividade para minimizar a taxa de geração de calor desperdiçado do corpo. Também ligamos o ventilador para substituir continuamente a camada de ar quente que se forma ao redor de nossos corpos, como resultado do calor do corpo, pelo ar mais frio das outras partes da sala. Ao realizar trabalhos leves ou caminhar lentamente, cerca de metade do calor rejeitado pelo corpo se dissipa por meio da transpiração como *calor latente*, enquanto a outra metade é dissipada por meio de convecção e radiação como *calor sensível*. Quando estamos em repouso ou realizamos trabalho no escritório, a maioria do calor (cerca de 70%) é dissipada na forma de calor sensível, e quando realizamos trabalho físico pesado, a maioria do calor (cerca de 60%) se dissipa na forma de calor latente. O corpo ajuda transpirando ou suando mais. À medida que esse suor evapora, ele absorve calor latente do corpo e o resfria. A transpiração não adianta muito se a umidade relativa do

ambiente estiver próxima de 100%. O suor prolongado sem nenhuma entrada de fluido pode causar desidratação e redução do suor, o que pode levar a uma elevação da temperatura do corpo e à insolação.

Outro fator importante que afeta o conforto humano é a transferência de calor por radiação entre o corpo e as superfícies vizinhas, como paredes e janelas. Os raios do Sol viajam pelo espaço por meio da radiação. É possível se aquecer na frente de uma lareira mesmo que o ar entre você e a lareira esteja bastante frio. Da mesma forma, em uma sala aquecida você se sente gelado se o teto ou a superfície das paredes estão a uma temperatura consideravelmente mais baixa. Isso se deve à transferência direta de calor entre nosso corpo e as superfícies vizinhas por radiação. Os aquecedores radiantes normalmente são usados para aquecer lugares difíceis de aquecer, como oficinas de consertos de automóveis.

O conforto do corpo humano depende primariamente de três fatores: a temperatura (bulbo seco), a umidade relativa e o movimento do ar (Fig. 14–19). A temperatura do ambiente é o índice mais importante do conforto. A maioria das pessoas sente-se confortável quando a temperatura ambiente está entre 22 e 27 °C (72 e 80 °F). A umidade relativa também tem um efeito considerável sobre o conforto, uma vez que ela afeta a quantidade de calor que um corpo pode dissipar por meio da evaporação. A umidade relativa é uma medida da capacidade do ar em absorver mais umidade. A umidade relativa alta diminui a rejeição de calor pela evaporação, aumentada pela umidade relativa baixa. A maioria das pessoas prefere uma umidade relativa de 40 a 60%.

O movimento do ar também tem um papel importante para o conforto humano. Ele remove o ar quente e úmido que se acumula ao redor do corpo e o substitui por ar fresco. Assim, o movimento do ar melhora a rejeição de calor por convecção e evaporação. O movimento do ar deve ser suficientemente forte para remover o calor e a umidade da vizinhança do corpo, mas suficientemente fraco para não ser notado. A maioria das pessoas sente-se confortável com uma velocidade do ar de aproximadamente 15 m/min. Um movimento de ar a uma velocidade muito alta causa desconforto em vez de conforto. Por exemplo, um ambiente a 10 °C (50 °F) com ventos de 48 km/h é tão frio quanto um ambiente a −7 °C (20 °F) com ventos de 3 km/h como resultado do efeito de resfriamento sobre um corpo, causado pelo movimento do ar (o *fator de resfriamento do vento*). Outros fatores que afetam o conforto são a poluição do ar, os odores, os ruídos e o efeito da radiação.

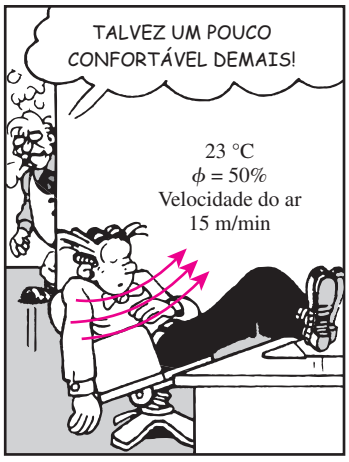


FIGURA 14–19 Um ambiente confortável.
BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

14–7 PROCESSOS DE CONDICIONAMENTO DE AR

A manutenção de um espaço residencial ou de uma instalação industrial à temperatura e a umidade desejadas exige alguns processos chamados de processos de condicionamento de ar. Esses processos incluem o *aquecimento simples* (elevação da temperatura), o *resfriamento simples* (diminuição da temperatura), *umidificação* (adição de umidade) e *desumidificação* (retirada de umidade). Às vezes, dois ou mais desses processos são necessários para deixar o ar com a temperatura e o nível de umidade desejados.

Vários processos de condicionamento de ar são ilustrados no diagrama psicrométrico da Fig. 14–20. Observe que os processos simples de aquecimento e resfriamento aparecem como linhas horizontais nesse diagrama, uma vez que o conteúdo de mistura do ar permanece constante (ω = constante) durante esses processos. Normalmente, o ar é aquecido e umidificado no inverno e resfriado e desumidificado no verão. Observe como esses processos aparecem no diagrama psicrométrico.

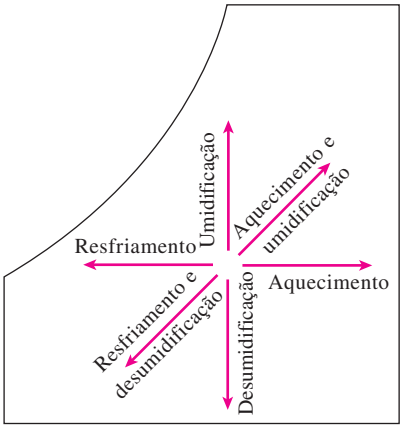


FIGURA 14–20 Diversos processos de condicionamento de ar.

A maioria dos processos de condicionamento de ar pode ser modelada como processos com escoamento em regime permanente; portanto, a equação de *balanço de massa* $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai}$ pode ser expressa para o *ar seco* e a *água* como

Balanço de massa do ar seco: $$\sum_{ent} \dot{m}_a = \sum_{sai} \dot{m}_a \quad (kg/s) \qquad \textbf{(14–16)}$$

Balanço de massa da água: $$\sum_{ent} \dot{m}_w = \sum_{sai} \dot{m}_w \quad \text{ou} \quad \sum_{ent} \dot{m}_a\,\omega = \sum_{sai} \dot{m}_a\,\omega \qquad \textbf{(14–17)}$$

Desprezando as variações das energias cinética e potencial, a equação do *balanço de energia com escoamento em regime permanente* $\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai}$ pode ser expressa aqui como

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}h = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m}h \qquad \textbf{(14–18)}$$

Geralmente, o termo trabalho consiste na *entrada de trabalho do ventilador*, que é pequeno em relação aos outros termos da equação de balanço de energia. A seguir, examinaremos alguns processos mais encontrados no condicionamento de ar.

Aquecimento e resfriamento simples (ω = constante)

Muitos sistemas de aquecimento residencial consistem em um forno, uma bomba de calor ou um aquecedor elétrico. O ar desses sistemas é aquecido pela sua circulação por um duto contendo a tubulação dos gases quentes ou os fios da resistência elétrica, como mostra a Fig. 14–21. A quantidade de umidade do ar permanece constante durante esse processo, uma vez que nenhuma umidade foi adicionada ou removida do ar. Ou seja, a umidade específica do ar permanece constante (ω = constante) durante um processo de aquecimento (ou resfriamento) sem nenhuma umidificação ou desumidificação. Tal processo de aquecimento continua na direção do aumento da temperatura do bulbo seco, seguindo uma linha de umidade específica constante no diagrama psicrométrico, que aparece como uma linha horizontal.

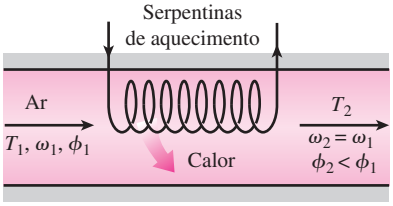


FIGURA 14–21 Durante o aquecimento simples, a umidade específica permanece constante, mas a umidade relativa diminui.

Observe que a umidade relativa do ar diminui durante um processo de aquecimento, mesmo que a umidade específica ω permaneça constante. Isso acontece porque a umidade relativa é a relação entre o conteúdo de umidade e a capacidade de absorção de umidade do ar à mesma temperatura, e a capacidade de absorção de umidade aumenta com a temperatura. Assim, a umidade relativa do ar aquecido pode estar bem abaixo de níveis confortáveis, causando ressecamento da pele, dificuldades respiratórias e aumento da eletricidade estática.

O processo de resfriamento da umidade específica constante é semelhante ao processo de aquecimento discutido anteriormente, exceto que a temperatura do bulbo seco diminui e a umidade relativa aumenta durante tal processo, como mostra a Fig. 14–22. O resfriamento pode ser realizado passando o ar sobre algumas serpentinas através das quais escoa um refrigerante ou água gelada.

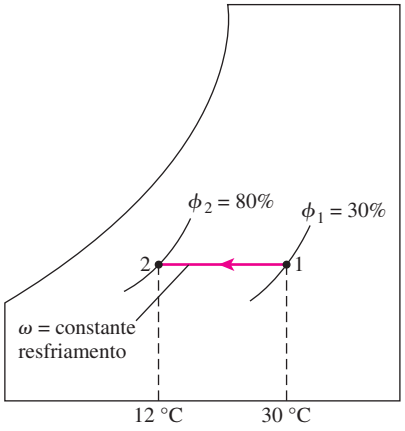


FIGURA 14–22 Durante o resfriamento simples, a umidade específica permanece constante, mas a umidade relativa aumenta.

As equações de conservação de massa para um processo de aquecimento ou resfriamento que não envolve umidificação ou desumidificação reduzem-se a $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = ma$ para o ar seco e $\omega_1 = \omega_2$ para a água. Desprezando o trabalho do ventilador que pode estar presente, a equação de conservação da energia neste caso se reduz a

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad \text{ou} \quad q = h_2 - h_1$$

onde h_1 e h_2 são as entalpias por unidade de massa do ar seco na entrada e saída da seção de aquecimento ou resfriamento, respectivamente.

Aquecimento com umidificação

Os problemas associados à baixa umidade relativa que resultam do aquecimento simples podem ser eliminados pela umidificação do ar aquecido. Isso é realizado fazendo com que o ar passe primeiramente através de uma seção de aquecimento (processo 1-2) e depois através de uma seção de umidificação (processo 2-3), como mostra a Fig. 14–23.

A localização do estado 3 depende de como a umidificação é realizada. Se o vapor for introduzido na seção de umidificação, isso resultará em umidificação com aquecimento adicional ($T_3 > T_2$). Se, no entanto, a umidificação for realizada pulverizando a água na corrente de ar, parte do calor latente da vaporização virá do ar, o que resulta no resfriamento da corrente de ar aquecida ($T_3 < T_2$). Nesse caso, o ar deve ser aquecido até uma temperatura mais alta na seção de aquecimento para compensar o efeito de resfriamento durante o processo de umidificação.

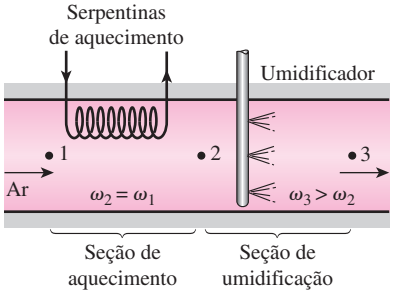


FIGURA 14–23 Aquecimento com umidificação.

EXEMPLO 14–5 Aquecimento e umidificação do ar

Um sistema de condicionamento de ar deve tomar o ar externo a 10 °C e 30% de umidade relativa a uma taxa constante de 45 m³/min, e condicioná-lo até 25 °C e 60% de umidade relativa. Primeiro, o ar externo é aquecido até 22 °C na seção de aquecimento e, em seguida, umidificado pela injeção de vapor quente na seção de umidificação. Considerando que todo o processo ocorra a uma pressão de 100 kPa, determine (*a*) a taxa de fornecimento de calor na seção de aquecimento e (*b*) a vazão mássica do vapor necessária na seção de umidificação.

SOLUÇÃO O ar externo primeiramente é aquecido e, em seguida, é umidificado por injeção de calor. A taxa de transferência de calor e a vazão mássica do vapor devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Este é um processo de escoamento em regime permanente; portanto, a vazão mássica do ar seco permanece constante durante todo o processo. **2** O ar seco e o vapor de água são gases ideais. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Propriedades O calor específico a pressão constante do ar à temperatura ambiente é $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·K, e sua constante de gás é $R_a = 0{,}287$ kJ/kg·K (Tab. A–2*a*). A pressão de saturação da água é 1,2281 kPa a 10 °C e 3,1698 kPa a 25 °C. A entalpia do vapor de água saturado é 2.519,2 kJ/kg a 10 °C e 2.541,0 kJ/kg a 22 °C (Tab. A–4).

Análise Consideramos o sistema como a *seção de aquecimento* ou a *seção de umidificação*. A representação esquemática do sistema e o diagrama psicrométrico do processo são mostrados na Fig. 14–24. Observamos que a quantidade de vapor de água do ar permanece constante na seção de aquecimento ($\omega_1 = \omega_2$), mas aumenta na seção de umidificação ($\omega_3 > \omega_2$).

(*a*) Aplicando os balanços de massa e energia à seção de aquecimento temos

Balanço da massa de ar seco: $$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Balanço da massa de água: $$\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 \quad \rightarrow \quad \omega_1 = \omega_2$$

Balanço de energia: $$\dot{Q}_{ent} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{ent} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

O diagrama psicrométrico é muito conveniente para determinar as propriedades do ar úmido. Entretanto, seu uso se limita apenas a uma pressão especificada, que é de 1 atm (101,325 kPa) para aquela dada no Apêndice. A pressões diferentes de 1 atm,

(*continua*)

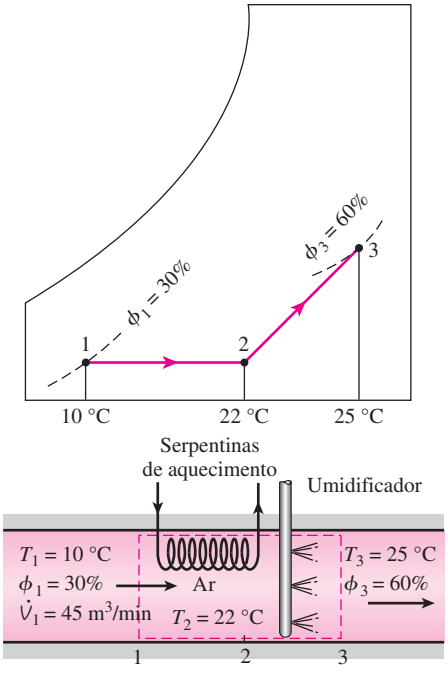


FIGURA 14–24 Esquema e diagrama psicrométrico para o Exemplo 14–5.

(*continuação*)
é preciso usar outros diagramas para diferentes pressões ou então as relações desenvolvidas anteriormente. No nosso caso, a opção é clara:

$$P_{v_1} = \phi_1 P_{g_1} = \phi P_{\text{sat @ 10 °C}} = (0{,}3)(1{,}2281 \text{ kPa}) = 0{,}368 \text{ kPa}$$

$$P_{a_1} = P_1 - P_{v_1} = (100 - 0{,}368) \text{ kPa} = 99{,}632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_a} = \frac{(0{,}287 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(283 \text{ K})}{99{,}632 \text{ kPa}} = 0{,}815 \text{ m}^3/\text{kg ar seco}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{45 \text{ m}^3/\text{min}}{0{,}815 \text{ m}^3/\text{kg}} = 55{,}2 \text{ kg/min}$$

$$\omega_1 = \frac{0{,}622 P_{v_1}}{P_1 - P_{v_1}} = \frac{0{,}622(0{,}368 \text{ kPa})}{(100 - 0{,}368) \text{ kPa}} = 0{,}0023 \text{ kg } H_2O/\text{kg ar seco}$$

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1} = (1{,}005 \text{ kJ/kg·°C})(10 \text{ °C}) + (0{,}0023)(2.519{,}2 \text{ kJ/kg})$$
$$= 15{,}8 \text{ kJ/kg ar seco}$$

$$h_2 = c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2} = (1{,}005 \text{ kJ/kg·°C})(22 \text{ °C}) + (0{,}0023)(2.541{,}0 \text{ kJ/kg})$$
$$= 28{,}0 \text{ kJ/kg ar seco}$$

Desde que $\omega_2 = \omega_1$. Assim, a taxa de transferência de calor para o ar na seção de aquecimento torna-se

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) = (55{,}2 \text{ kg/min})[(28{,}0 - 15{,}8) \text{ kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{673 \text{ kJ/min}}$$

(*b*) O balanço de massa da água na seção de umidificação pode ser expresso como

$$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a_3}\omega_3$$

ou

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$$

onde

$$\omega_3 = \frac{0{,}622\phi_3 P_{g_3}}{P_3 - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0{,}622(0{,}60)(3{,}1698 \text{ kPa})}{[100 - (0{,}60)(3{,}1698)] \text{ kPa}}$$
$$= 0{,}01206 \text{ kg } H_2O/\text{kg ar seco}$$

Então,

$$\dot{m}_a = (55{,}2 \text{ kg/min})(0{,}01206 - 0{,}0023)$$
$$= \mathbf{0{,}539 \text{ kg/min}}$$

Discussão O resultado 0,539 kg/min corresponde a uma necessidade de água correspondente a quase uma tonelada por dia, um número significativo.

Resfriamento com desumidificação

A umidade específica do ar permanece constante durante um processo simples de resfriamento, mas sua umidade relativa aumenta. Se a umidade relativa atingir níveis altos indesejados, será preciso remover umidade do ar, ou seja, desumidificá-lo. Isso exige o resfriamento do ar abaixo de sua temperatura de ponto de orvalho.

O processo de resfriamento com desumidificação está ilustrado de forma esquemática e representado também pelo diagrama psicrométrico da Fig. 14–25, juntamente com o Exemplo 14–6. O ar quente e úmido entra na seção de resfriamento no estado 1. Ao passar através das serpentinas de resfriamento, sua temperatura diminui e sua umidade relativa aumenta a uma umidade específica constante. Se a seção de resfriamento for suficientemente longa, o ar atinge seu ponto de orvalho (estado x, ar saturado). O maior resfriamento do ar resulta na condensação de parte da umidade do ar. O ar permanece saturado durante todo o processo de condensação, que segue uma linha de umidade relativa 100% até o estado final (estado 2) ser atingido. O vapor de água que se condensa a partir do ar durante esse processo é removido da seção de resfriamento por meio de um canal separado. Em geral, considera-se que a condensação saia da seção de resfriamento a T_2.

O ar resfriado e saturado no estado 2 geralmente é direcionado para a sala, onde ele se mistura ao ar do ambiente. Em alguns casos, porém, o ar no estado 2 pode estar com umidade específica certa, mas a uma temperatura muito baixa. Em tais casos, o ar deve passar através de uma seção de aquecimento na qual sua temperatura se eleva até um nível mais confortável, antes de ser direcionado para a sala.

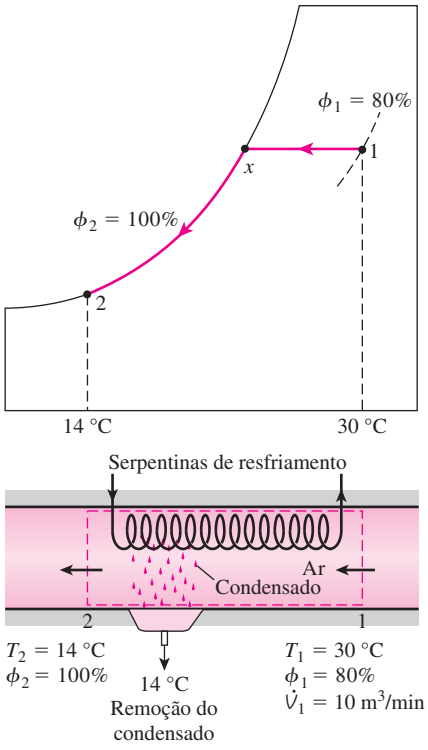


FIGURA 14–25 Esquema e diagrama psicrométrico para o Exemplo 14–6.

EXEMPLO 14–6 Resfriamento e desumidificação do ar

O ar entra em um condicionador de ar de janela a 1 atm, 30 °C e 80% de umidade relativa a uma taxa de 10 m³/min, e sai como ar saturado a 14 °C. Parte da mistura do ar que se condensa durante o processo também é removida a 14 °C. Determine as taxas de remoção de calor e de umidade do ar.

SOLUÇÃO O ar é resfriado e desumidificado por um condicionador de ar de janela. As taxas de remoção de calor e umidade devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Este é um processo de escoamento em regime permanente, e portanto a vazão mássica do ar seco permanece constante durante todo o processo. **2** O ar seco e o vapor de água são gases ideais. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Propriedades A entalpia da água líquida saturada a 14 °C é de 58,8 kJ/kg (Tab. A–4). Da mesma forma, os estados de entrada e saída do ar são completamente especificados e a pressão total é de 1 atm. Portanto, podemos determinar as propriedades do ar em ambos os estados do diagrama psicrométrico como

$h_1 = 85{,}4$ kJ/kg ar seco $\qquad h_2 = 39{,}3$ kJ/kg ar seco

$\omega_1 = 0{,}0216$ kg H_2O/kg ar seco e $\omega_2 = 0{,}0100$ kg H_2O/kg ar seco

$v_1 = 0{,}889$ m³/kg ar seco

Análise Consideramos a *seção de resfriamento* como o sistema. A representação esquemática do sistema e o diagrama psicrométrico do processo são mostrados na Fig. 14–25. Observamos que a quantidade de vapor de água do ar diminui durante o processo ($\omega_2 < \omega_1$) devido à desumidificação. Aplicando os balanços de massa e energia à seção de resfriamento e desumidificação temos

Balanço da massa de ar seco: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Balanço da massa de água: $\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w \rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$

Balanço de energia: $\sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sai}} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}h \rightarrow \dot{Q}_{\text{sai}} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$

(*continua*)

(*continuação*)

Então,

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{10\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}889\ \text{m}^3/\text{kg ar seco}} = 11{,}25\ \text{kg/min}$$

$$\dot{m}_a = (11{,}25\ \text{kg/min})(0{,}0216 - 0{,}0100) = \mathbf{0{,}131\ kg/min}$$

$$\dot{Q}_{\text{sai}} = (11{,}25\ \text{kg/min})[(85{,}4 - 39{,}3)\ \text{kJ/kg}] - (0{,}131\ \text{kg/min})(58{,}8\ \text{kJ/kg})$$

$$= \mathbf{511\ kJ/min}$$

Portanto, essa unidade de condicionamento de ar remove a umidade e o calor do ar a taxas de 0,131 kg/min e 511 kJ/min, respectivamente.

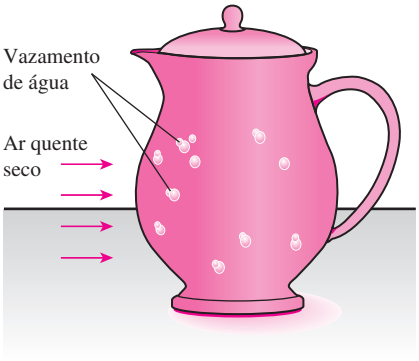


FIGURA 14–26 Água em uma jarra porosa deixada em uma área aberta e ventilada resfria como resultado do resfriamento evaporativo.

Resfriamento evaporativo

Os sistemas convencionais de resfriamento operam em um ciclo de refrigeração, e podem ser usados em qualquer parte do mundo. Mas eles têm um custo inicial e operacional alto. Em climas áridos (quente e seco), podemos evitar o alto custo da refrigeração usando os *resfriadores evaporativos.*

O resfriamento evaporativo se baseia em um princípio simples: à medida que a água evapora, o calor latente da vaporização é absorvido do corpo de água e do ar da vizinhança. Como resultado, a água e o ar são resfriados durante esse processo. Esse processo tem sido usado há milhares de anos para resfriar a água. Uma jarra de material poroso cheia de água é deixada em uma área aberta à sombra. Uma pequena quantidade de água vaza através dos orifícios porosos e a jarra "transpira". Em um ambiente seco, essa água evapora e resfria a água restante na jarra (Fig. 14–26).

Provavelmente você já notou que em um dia quente e seco o ar parece um pouco mais fresco quando o jardim é regado. Isso acontece porque a água absorve calor do ar à medida que ele evapora. Um resfriador evaporativo funciona de acordo com o mesmo princípio. O processo de resfriamento evaporativo é mostrado de forma esquemática e também é representado em um diagrama psicrométrico na Fig. 14–27. O ar quente e seco no estado 1 entra no resfriador evaporativo, onde é pulverizada água líquida. Parte da água evapora durante esse processo pela absorção do calor da corrente de ar. Como resultado, a temperatura da corrente de ar diminui e sua umidade aumenta (estado 2). No caso-limite, o ar sai do resfriador evaporativo saturado no estado 2′. Essa é a menor temperatura que pode ser atingida por esse processo.

O processo de resfriamento evaporativo, em sua essência, é idêntico ao processo de saturação adiabática, uma vez que a transferência de calor entre a corrente de ar e a vizinhança geralmente é desprezível. Portanto, o processo de resfriamento evaporativo segue uma linha de temperatura de bulbo úmido constante no diagrama psicrométrico. (Observe que não acontece exatamente o mesmo quando a água líquida é fornecida a uma temperatura diferente da temperatura de saída da corrente de ar.) Como as linhas de temperatura de bulbo úmido constante quase coincidem com as linhas de entalpia constante, a entalpia da corrente de ar também pode ser admitida como constante. Ou seja,

$$T_{\text{bu}} \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14–19)}$$

e

$$h \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14–20)}$$

durante um processo de resfriamento evaporativo. Essa é uma aproximação relativamente exata, e normalmente é usada nos cálculos de condicionamento de ar.

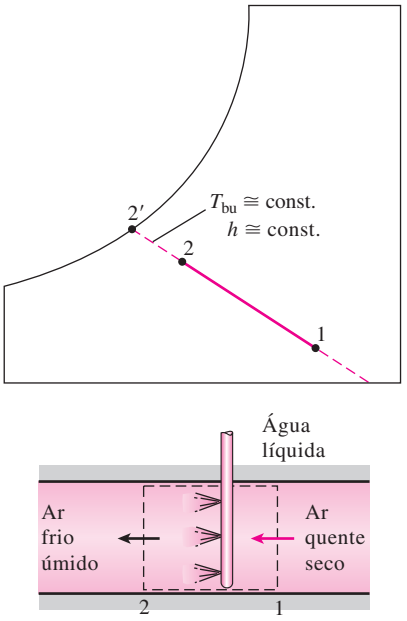


FIGURA 14–27 Resfriamento evaporativo.

EXEMPLO 14–7 Resfriamento evaporativo com cobertura de pano encharcado na cabeça

Habitantes do deserto muitas vezes colocam uma cobertura de pano poroso na cabeça embebido em água (Fig. 14–28). Em um deserto, onde a pressão é 1 atm, a temperatura é de 120 °F e a umidade relativa é de 10%, qual a temperatura do pano?

SOLUÇÃO Habitantes do deserto muitas vezes colocam uma cobertura de pano poroso na cabeça embebido em água. A temperatura desse pano em um deserto com uma temperatura e umidade relativa do ar especificadas deve ser determinada.

Hipótese O ar deixa a cobertura de pano da cabeça saturado.

Análise O esquema da cabeça coberta e o diagrama psicrométrico do processo são mostrados na Fig. 14–28. Um vez que o pano se comporta como a mecha de um termômetro de bulbo úmido, a temperatura do tecido vai se tornar a temperatura de bulbo úmido. Se admitirmos que água em estado líquido é fornecida a uma temperatura não muito diferente da temperatura de saída da corrente de ar, o processo de resfriamento segue uma linha de temperatura de bulbo úmido constante no diagrama psicrométrico. Isto é,

$$T_{bu} \approx \text{constante}$$

A temperatura do bulbo úmido a 1 atm, 120 °F e 10% de umidade relativa do ar é determinada a partir do diagrama psicrométrico como

$$T_2 = T_{bu} = \mathbf{73{,}7\ °F}$$

Discussão Observe que para o ar saturado as temperaturas do bulbo úmido e seco são idênticas. Portanto, a temperatura mais baixa na qual o ar pode ser resfriado é a temperatura do bulbo úmido. Observe também que a temperatura do ar cai em até 46 °F neste caso por resfriamento evaporativo.

FIGURA 14–28 Cobertura de pano na cabeça discutida no Exemplo 14–7.
© *Glowimages/Getty RF.*

Mistura adiabática de correntes de ar

Muitas das aplicações de resfriamento de ar exigem a mistura de duas correntes de ar. Isso é particularmente válido para os grandes edifícios, a maioria das instalações de produção e processamento e os hospitais, os quais exigem que o ar condicionado seja misturado a determinada fração de ar externo fresco antes de ser direcionado para o espaço habitado. A mistura é realizada simplesmente combinando as duas correntes de ar, como mostra a Fig. 14–29.

A transferência de calor para a vizinhança geralmente é pequena, e portanto os processos de mistura podem ser considerados adiabáticos. Os processos de mistura normalmente não envolvem interações de trabalho, e as variações de energias cinética e potencial, se as houver, são desprezíveis. Assim, os balanços de massa e energia da mistura adiabática das duas correntes de ar se reduzem a

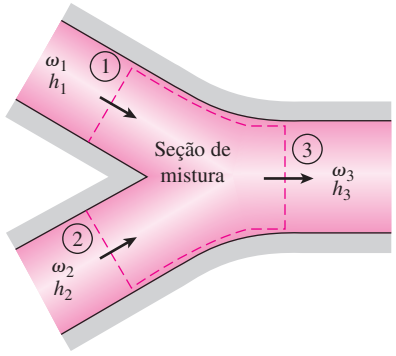
Massa de ar seco:
$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3} \qquad \textbf{(14–21)}$$

Massa de vapor de água:
$$\omega_1 \dot{m}_{a_1} + \omega_2 \dot{m}_{a_2} = \omega_3 \dot{m}_{a_3} \qquad \textbf{(14–22)}$$

Energia:
$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3 \qquad \textbf{(14–23)}$$

Eliminando $\dot{m}_{a3}$ das relações anteriores, obtemos

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \qquad \textbf{(14–24)}$$



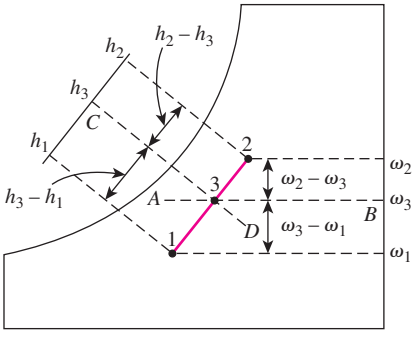


FIGURA 14–29 Quando duas correntes de ar nos estados 1 e 2 são misturadas adiabaticamente, o estado da mistura está na linha reta que conecta os dois estados.

Essa equação tem uma interpretação geométrica instrutiva no diagrama psicrométrico. Ela mostra que a razão entre $\omega_2 - \omega_3$ e $\omega_3 - \omega_1$ é igual à razão entre $\dot{m}_{a_1}$ e $\dot{m}_{a_2}$. Os estados que atendem a essa condição são indicados pela linha tracejada *AB*. A razão entre $h_2 - h_3$ e $h_3 - h_1$ também é igual à razão entre $\dot{m}_{a_1}$ e $\dot{m}_{a_2}$, e os estados que atendem essa condição são indicados pela linha tracejada *CD*. O único estado que atende ambas as condições é o ponto de intersecção dessas duas linhas tracejadas, o qual está localizado na linha reta que conecta os estados 1 e 2. Assim, concluímos que *quando duas correntes de ar em dois estados diferentes (estados 1 e 2) se misturam adiabaticamente, o estado da mistura (estado 3) fica na linha reta que conecta os estados 1 e 2 no diagrama psicrométrico, e a razão entre as distâncias 2–3 e 3–1 é igual à razão entre as vazões mássicas* $\dot{m}_{a_1}$ e $\dot{m}_{a_2}$.

A natureza côncava da curva de saturação e a conclusão anterior levam a uma possibilidade interessante. Quando os estados 1 e 2 estão localizados próximos à curva de saturação, a linha reta que conecta os dois estados cruzará a curva de saturação e o estado 3 poderá ficar à esquerda da curva de saturação. Nesse caso, a água inevitavelmente condensará durante o processo de mistura.

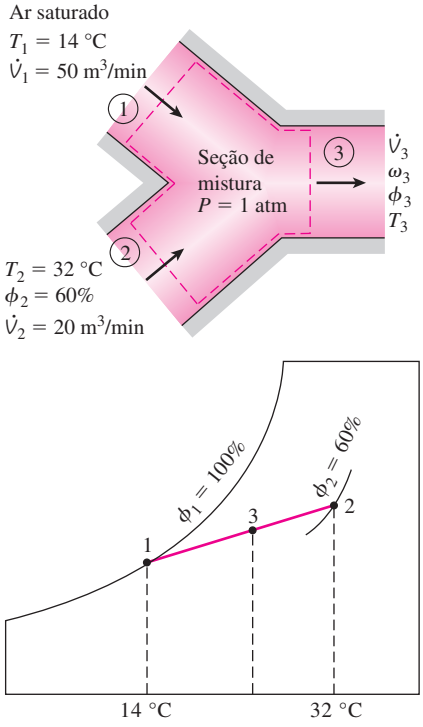


FIGURA 14–30 Esquema e diagrama psicrométrico para o Exemplo 14–8.

EXEMPLO 14–8 Mistura de ar condicionado e ar externo

O ar saturado que sai da seção de resfriamento de um sistema de condicionamento de ar a 14 °C e taxa de 50 m³/min é misturado adiabaticamente com o ar externo a 32 °C e umidade relativa de 60% a uma taxa de 20 m³/min. Admitindo que o processo de mistura ocorre a uma pressão de 1 atm, determine a umidade específica, a umidade relativa, a temperatura de bulbo seco e a vazão volumétrica da mistura.

SOLUÇÃO O ar condicionado é misturado ao ar externo a taxas especificadas. As umidades específica e relativa, a temperatura de bulbo seco e a taxa de escoamento da mistura devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Existem condições de operação estáveis. **2** O ar seco e o vapor de água são gases ideais. **3** As variações de energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** A seção de mistura é adiabática.

Propriedades As propriedades de cada corrente de entrada são determinadas no diagrama psicrométrico como

$$h_1 = 39{,}4 \text{ kJ/kg ar seco}$$
$$\omega_1 = 0{,}010 \text{ kg } H_2O/\text{kg ar seco}$$
$$v_1 = 0{,}826 \text{ m}^3/\text{kg ar seco}$$

e

$$h_2 = 79{,}0 \text{ kJ/kg ar seco}$$
$$\omega_2 = 0{,}0182 \text{ kg } H_2O/\text{kg ar seco}$$
$$v_2 = 0{,}889 \text{ m}^3/\text{kg ar seco}$$

Análise Consideremos a *seção de mistura* das correntes como o sistema. A representação esquemática do sistema e o diagrama psicrométrico do processo são mostrados na Fig. 14–30. Observamos que este é um processo de mistura com escoamento em regime permanente.

As vazões mássicas do ar seco de cada corrente são

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{50\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}826\ \text{m}^3/\text{kg ar seco}} = 60{,}5\ \text{kg/min}$$

$$\dot{m}_{a_2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{20\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}889\ \text{m}^3/\text{kg ar seco}} = 22{,}5\ \text{kg/min}$$

Do balanço de massa do ar seco,

$$\dot{m}_{a_3} = \dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = (60{,}5 + 22{,}5)\ \text{kg/min} = 83\ \text{kg/min}$$

A umidade específica e a entalpia da mistura podem ser determinadas pela Eq. 14–24,

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

$$\frac{60{,}5}{22{,}5} = \frac{0{,}0182 - \omega_3}{\omega_3 - 0{,}010} = \frac{79{,}0 - h_3}{h_3 - 39{,}4}$$

que resulta em

$$\omega_3 = \mathbf{0{,}0122\ kg\ H_2O/kg\ ar\ seco}$$

$$h_3 = 50{,}1\ \text{kJ/kg ar seco}$$

Essas duas propriedades fixam o estado da mistura. As outras propriedades da mistura são determinadas por meio do diagrama psicrométrico:

$$T_3 = \mathbf{19{,}0°C}$$

$$\phi_3 = \mathbf{89\%}$$

$$v_3 = 0{,}844\ \text{m}^3/\text{kg ar seco}$$

Finalmente, a vazão volumétrica da mistura é determinada com

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a_3} v_3 = (83\ \text{kg/min})(0{,}844\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{70{,}1\ m^3/min}$$

Discussão Observe que a vazão volumétrica da mistura é aproximadamente igual à soma das vazões volumétricas das duas correntes de entrada. Isso é típico em aplicações de condicionamento de ar.

Torres de resfriamento úmidas

As usinas, os grandes sistemas de condicionamento de ar e algumas indústrias geram grandes quantidades de calor liberado, que quase sempre é rejeitado para a água de resfriamento de lagos ou rios próximos. Em alguns casos, porém, o fornecimento de água de resfriamento é limitado ou a poluição térmica é uma preocupação séria. Em tais situações, o calor liberado deve ser rejeitado para a atmosfera, com a água de resfriamento circulando novamente e servindo como meio de transporte para a transferência de calor entre a fonte e o sumidouro (a atmosfera). Uma forma de realizar isso é usar as torres de resfriamento úmidas.

Uma **torre de resfriamento** é essencialmente um resfriador evaporativo semifechado. Uma torre de resfriamento com corrente de ar induzida é mostrada de forma esquemática na Fig. 14–31. O ar entra na torre pela parte inferior e sai pela

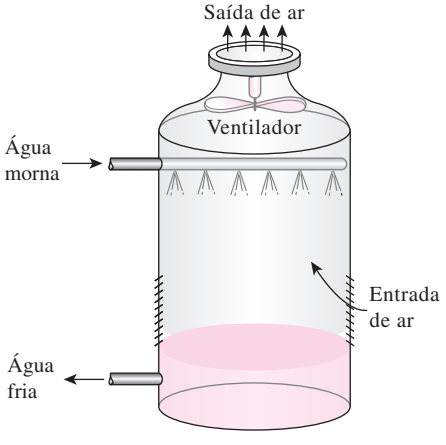


FIGURA 14–31 Esquema de uma torre de resfriamento com corrente de ar induzida.

parte superior. A água aquecida do condensador é bombeada para a parte superior da torre e pulverizada nessa corrente de ar. A finalidade da pulverização da água é expor uma área de superfície grande de água ao ar. Assim que as gotas de água caem sob a influência da gravidade, uma fração pequena de água (geralmente, uma pequena porcentagem) evapora e resfria a água restante. A temperatura e o conteúdo de umidade do ar aumentam durante esse processo. A água resfriada fica na parte inferior da torre e é bombeada de volta ao condensador para absorver calor rejeitado adicional. A água de reposição deve ser adicionada ao ciclo para substituir a água perdida pela evaporação e retirada do ar. Para minimizar a água transportada pelo ar, filtros são instalados nas torres de resfriamento na seção de pulverização.

FIGURA 14–32 Três torres de resfriamento com corrente de ar natural em uma estrada.

© Copyright 1997 IMS Communications/Ltd/ Capstone Design. Todos os direitos reservados.

A circulação do ar na torre de resfriamento descrita é fornecida por um ventilador, e portanto é classificada como uma torre de resfriamento com corrente de ar forçada. Outro tipo conhecido de torre de resfriamento é a **torre de resfriamento com corrente de ar natural**, a qual se parece com uma grande chaminé e funciona como uma chaminé comum. O ar da torre tem um conteúdo alto de vapor de água e, portanto, é mais leve do que o ar exterior. Consequentemente, o ar leve da torre sobe, e o ar externo mais pesado preenche o espaço vazio, criando um fluxo de ar da parte inferior da torre para cima. A taxa de escoamento do ar é controlada pelas condições do ar atmosférico. As torres de resfriamento com corrente de ar natural não exigem nenhuma potência externa para induzir o ar, mas sua construção é muito mais cara do que a das torres de resfriamento com corrente de ar forçada. As torres de resfriamento com corrente de ar natural têm perfil hiperbólico, como mostra a Fig. 14–32, e algumas têm mais de 100 m de altura. O perfil hiperbólico é usado para dar maior força estrutural, e não por alguma justificativa termodinâmica.

A ideia de uma torre de resfriamento começou com a **lagoa de resfriamento de água por pulverização**, na qual a água quente é pulverizada no ar e resfriada pelo ar à medida que cai no lago, como mostra Fig. 14–33. Algumas lagoas de resfriamento de água por pulverização ainda são utilizadas atualmente, entretanto exigem de 25 a 50 vezes a área de uma torre de resfriamento, e além disso a perda de água em virtude da corrente de ar é alta e elas não têm proteção contra poeira e sujeira.

FIGURA 14–33 Uma lagoa de resfriamento de água por pulverização.

Poderíamos também despejar o calor rejeitado em um lago de resfriamento parado, que é basicamente um lago artificial aberto para a atmosfera. Como a transferência de calor da superfície do lago para a atmosfera é muito lenta, precisaríamos de cerca de 20 vezes a área de uma lagoa de resfriamento de água por pulverização para atingir o mesmo resfriamento.

EXEMPLO 14–9 Resfriamento de uma usina por uma torre de resfriamento

A água de resfriamento sai do condensador de uma usina e entra em uma torre de resfriamento a 35 °C, a uma taxa de 100 kg/s. A água é resfriada até 22 °C na torre de resfriamento pelo ar que entra a 1 atm, 20 °C e 60% de umidade relativa e sai saturado a 30 °C. Desprezando a entrada de potência no ventilador, determine (*a*) a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento e (*b*) a vazão mássica da água de reposição necessária.

SOLUÇÃO A água de resfriamento aquecida de uma usina é resfriada em uma torre de resfriamento. As taxas de escoamento da água de reposição e do ar devem ser determinadas.

Hipóteses **1** As condições de operação constantes existem, portanto a vazão mássica do ar seco permanece constante durante todo o processo. **2** O ar seco e o vapor de água são gases ideais. **3** As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** A torre de resfriamento é adiabática.

Propriedades A entalpia da água líquida saturada é de 92,28 kJ/kg a 22 °C e 146,64 kJ/kg a 35 °C (Tab. A–4). Do diagrama psicrométrico,

$h_1 = 42{,}2$ kJ/kg ar seco $\qquad h_2 = 100{,}0$ kJ/kg ar seco

$\omega_1 = 0{,}0087$ kg H_2O/kg ar seco $\qquad \omega_2 = 0{,}0273$ kg H_2O/kg ar seco

$v_1 = 0{,}842$ m^3/kg ar seco

Análise Consideramos toda a *torre de resfriamento* como o sistema, que é mostrado de forma esquemática na Fig. 14–34. Observamos que a vazão mássica da água líquida diminui na mesma quantidade que a água que vaporiza na torre durante o processo de resfriamento. A água perdida por meio da evaporação deve ser reposta no ciclo para manter a operação constante.

(*a*) Aplicando os balanços de massa e energia à torre de resfriamento, temos

Balanço da massa de ar seco: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Balanço da massa de água: $\dot{m}_3 + \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a_2}\omega_2$

ou $\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{reposição}}$

Balanço de energia: $\sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \sum_{\text{sai}} \dot{m}h \rightarrow \dot{m}_{a_1}h_1 + \dot{m}_3h_3 = \dot{m}_{a_2}h_2 + \dot{m}_4h_4$

ou

$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{reposição}})h_4$$

Solucionando para $\dot{m}_a$, temos

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)h_4}$$

Substituindo,

$$\dot{m}_a = \frac{(100 \text{ kg/s})[(146{,}64 - 92{,}28) \text{ kJ/kg}]}{[(100{,}0 - 42{,}2) \text{ kJ/kg}] - [(0{,}0273 - 0{,}0087)(92{,}28) \text{ kJ/kg}]} = 96{,}9 \text{ kg/s}$$

Assim, a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento torna-se

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 = (96{,}9 \text{ kg/s})(0{,}842 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{81{,}6 \text{ m}^3/\text{s}}$$

(*b*) A vazão mássica da água de reposição necessária é determinada com

$$\dot{m}_{\text{reposição}} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = (96{,}9 \text{ kg/s})(0{,}0273 - 0{,}0087) = \mathbf{1{,}80 \text{ kg/s}}$$

Discussão Observe que 98% da água de resfriamento é conservada e recirculada neste caso.

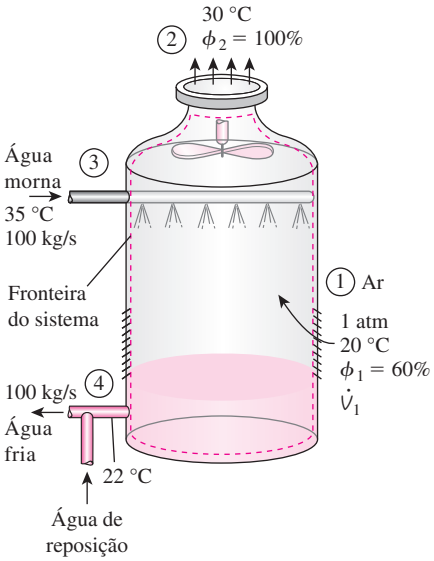


FIGURA 14–34 Esquema para o Exemplo 14–9.

RESUMO

Neste capítulo discutimos a mistura de ar, água e vapor, que é a mistura de gás e vapor mais encontrada em situações práticas. O ar na atmosfera normalmente contém vapor de água e é chamado de *ar atmosférico*. O ar que não contém vapor de água é chamado de *ar seco*. No intervalo de temperatura encontrado nas aplicações de condicionamento de ar, o ar seco e o vapor de água podem ser tratados como gases ideais. A variação da entalpia do ar seco durante um processo pode ser determinada por

$$\Delta h_{\text{ar seco}} = c_p \, \Delta T = (1{,}005 \text{ kJ/kg·°C}) \, \Delta T$$

O ar atmosférico pode ser tratado como uma mistura de gases ideais cujas pressões são a soma da pressão parcial do ar seco P_a e do vapor de água P_v,

$$P = P_a + P_v$$

A entalpia do vapor de água no ar pode ser considerada igual à entalpia do vapor saturado à mesma temperatura:

$$h_v(T, \text{baixa}P) \cong h_g(T) \cong 2.500{,}9 + 1{,}82T \quad \text{(kJ/kg)} \quad T \text{ em °C}$$
$$\cong 1.060{,}9 + 0{,}435T \text{ (Btu/lbm)} \quad T \text{ em °F}$$

no intervalo de temperaturas entre −10 °C a 50 °C (de 15 °F a 120 °F).

A massa do vapor de água presente por unidade de massa de ar seco é chamada de *umidade específica* ou *absoluta* ω,

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0{,}622P_v}{P - P_v} \qquad \text{(kg } H_2O\text{/kg ar seco)}$$

onde P é a pressão total do ar e P_v é a pressão do vapor. Existe um limite para a quantidade de vapor que o ar pode conter a uma determinada temperatura. O ar que contém o máximo de umidade possível a uma determinada temperatura é chamado de *ar saturado*. A relação entre a quantidade de umidade que o ar contém (m_v) e a quantidade máxima de umidade que o ar pode conter à mesma temperatura (m_g) é chamada de *umidade relativa* ϕ,

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g}$$

onde $P_g = P_{\text{sat @ } T}$. As umidades relativa e específica também podem ser expressas como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0{,}622 + \omega)P_g} \qquad \text{e} \qquad \omega = \frac{0{,}622\phi P_g}{P - \phi P_g}$$

A umidade relativa varia de 0 para o ar seco até 1 para o ar saturado.

A entalpia do ar atmosférico é expressa *por unidade de massa de ar seco*, em vez de ser expressa por unidade de massa de mistura de ar e vapor de água, como na expressão:

$$h = h_a + \omega h_g \qquad \text{(kJ/kg ar seco)}$$

A temperatura comum do ar atmosférico é chamada de *temperatura de bulbo seco* para diferenciá-la das outras formas de temperaturas. A temperatura com a qual a condensação começa se o ar for resfriado a pressão constante é chamada de *temperatura de ponto de orvalho* (T_{po}):

$$T_{\text{po}} = T_{\text{sat @ } P_v}$$

A umidade relativa e a umidade específica do ar podem ser determinadas medindo-se a *temperatura de saturação adiabática* do ar, que é a temperatura que o ar atinge após fluir sobre a água em um longo canal adiabático até ficar saturada,

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{lv_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

onde

$$\omega_2 = \frac{0{,}622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}}$$

e T_2 é a temperatura de saturação adiabática. Uma abordagem mais prática em aplicações de condicionamento de ar é usar um termômetro cujo bulbo é coberto com uma mecha de algodão saturada com água, sobre a qual ar deve ser soprado. A temperatura medida dessa maneira é chamada de *temperatura de bulbo úmido* T_{bu}, e é usada no lugar da temperatura de saturação adiabática. As propriedades do ar atmosférico a uma pressão total especificada são apresentadas na forma de diagramas que podem ser facilmente lidos, chamados de *diagramas psicrométricos*. Nesses diagramas, as linhas de entalpia constante e as linhas de temperatura do bulbo úmido constante são quase paralelas.

As necessidades do corpo humano e as condições do ambiente não são totalmente compatíveis. Assim, quase sempre é preciso alterar as condições de um espaço habitado para torná-lo mais confortável. Manter um espaço residencial ou uma instalação industrial a desejados níveis de temperatura e umidade pode exigir aquecimento simples (elevação da temperatura), resfriamento simples (diminuição da temperatura), umidificação (adição de umidade) ou desumidificação (remoção da mistura). Às vezes dois ou mais processos são necessários para fazer com que o ar atinja o nível desejado de temperatura e umidade.

A maioria dos processos de condicionamento de ar pode ser modelada como processos com escoamento em regime permanente, portanto, podem ser analisados pela aplicação dos balanços de energia e massa com escoamento em regime permanente (para ar seco e água),

Massa do ar seco: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_a = \sum_{\text{sai}} \dot{m}_a$$

Massa da água: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_w = \sum_{\text{sai}} \dot{m}_{\text{w}} \quad \text{ou} \quad \sum_{\text{ent}} \dot{m}_a\omega = \sum_{\text{sai}} \dot{m}_a\omega$$

Energia: $$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sai}} + \dot{W}_{\text{sai}} + \sum_{\text{sai}} \dot{m}h$$

Admitindo-se que as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis.

Durante um processo simples de aquecimento ou resfriamento, a umidade específica permanece constante, mas a temperatura e a umidade relativa mudam. Às vezes o ar é umidificado depois de ser aquecido, e alguns processos de resfriamento incluem desumidificação. Em climas secos, o ar pode ser resfriado por meio do resfriamento evaporativo fazendo-se com que ele passe através de uma seção na qual é pulverizado com água. Em locais com fornecimento limitado de água de resfriamento, grandes quantidades de calor liberado podem ser rejeitadas para a atmosfera com um mínimo de perda de água por meio do uso de torres de resfriamento.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. ASHRAE. *1981 Handbook of Fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1981.
2. S. M. Elonka. "Cooling Towers." *Power*, March 1963.
3. W. F. Stoecker and J. W. Jones. *Refrigeration and Air Conditioning*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1982.
4. L. D. Winiarski and B. A. Tichenor. "Model of Natural Draft Cooling Tower Performance." *Journal of the Sanitary Engineering Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, August 1970.

PROBLEMAS*

Ar seco e atmosférico: umidade específica e relativa

14–1C Qual é a diferença entre ar seco e ar atmosférico?

14–2C É possível obter ar saturado de ar não saturado sem adicionar umidade? Explique.

14–3C A umidade relativa do ar saturado é necessariamente 100%?

14–4C O ar úmido escoa por uma seção de resfriamento na qual é resfriado e desumidificado. De que maneira (*a*) a umidade específica e (*b*) a umidade relativa do ar variam durante esse processo?

14–5C O vapor de água do ar pode ser tratado como um gás ideal? Explique.

14–6C Compare a entalpia do vapor de água a 20 °C e 2 kPa com a entalpia do vapor de água a 20 °C e 0,5 kPa.

14–7C Qual é a diferença entre a umidade específica e a umidade relativa?

14–8C De que maneira (*a*) a umidade específica e (*b*) a umidade relativa do ar contidas em uma sala bem vedada variam quando o ar é aquecido?

14–9C De que maneira (*a*) a umidade específica e (*b*) a umidade relativa do ar contido em uma sala bem vedada variam quando o ar é resfriado?

14–10C Considere um tanque cujas paredes são permeáveis ao vapor de água, contendo ar úmido a 3 atm. O ar da vizinhança à pressão de 1 atm também contém umidade. O vapor de água pode fluir da vizinhança para o tanque? Explique.

14–11C Por que as linhas de água gelada sempre estão envoltas em isolamentos para barrar o vapor?

14–12C Explique como a pressão do vapor do ar ambiente pode ser determinada, considerando que a temperatura, a pressão total e a umidade relativa do ar são dadas.

14–13 Um tanque de ar contém 21 kg de ar seco e 0,3 kg de vapor de água a 30 °C e pressão de 100 kPa. Determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a umidade relativa e (*c*) o volume do tanque.

14–14 Repita o Prob. 14–13, considerando uma temperatura de 20 °C.

14–15 Uma sala contém ar a 20 °C e 98 kPa, a uma umidade relativa de 85%. Determine (*a*) a pressão parcial do ar seco, (*b*) a umidade específica do ar e (*c*) a entalpia por unidade de massa de ar seco.

14–16 Repita o Prob. 14–15, considerando uma pressão de 85 kPa.

14–17E Uma sala contém ar a 85 °F e 13,5 psia com umidade relativa de 60%. Determine (*a*) a pressão parcial do ar seco, (*b*) a umidade específica e (*c*) a entalpia por unidade de massa de ar seco. *Respostas:* (*a*) 13,1 psia; (*b*) 0,0169 lbm H_2O/lbm de ar seco; (*c*) 39,0 Btu/lbm de ar seco

14–18 Determine as massas do ar seco e o vapor de água contido em uma sala de 240 m^3 a 98 kPa, 23 °C e 50% de umidade relativa. *Respostas:* 273 kg; 2,5 kg

14–19E Ar úmido a 75 psia e 500 °F, com uma relação de umidade de 0,018 lbm H_2O/lbm de ar seco, é expandido até 15 psia em um bocal isentrópico. Quanto de vapor de água inicial foi convertido em água líquida na saída do bocal?

14–20 Ar úmido a 100 kPa, 20 °C e 90% de umidade relativa é comprimido até 800 kPa em um compressor isentrópico com escoamento em regime permanente. Qual é a umidade relativa do ar na saída do compressor? *Resposta:* 0,4%

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

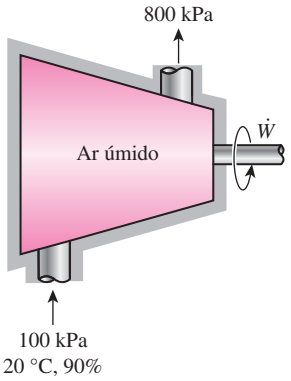


FIGURA P14–20

Temperaturas de ponto de orvalho, saturação adiabática e bulbo úmido

14–21C O que é a temperatura do ponto de orvalho?

14–22C Andy e Wendy usam óculos. Em um dia frio de inverno, Andy chega do exterior frio e entra na casa aquecida, enquanto Wendy sai da casa. Os óculos de quem têm mais chances de ficar embaçados? Explique.

14–23C No verão, a superfície externa de um vidro cheio de água gelada pode "suar". Como você explica isso?

14–24C Em alguns climas, a limpeza do gelo do para-brisa de um automóvel é uma tarefa comum nas manhãs de inverno. Explique como o gelo se forma nos para-brisas durante algumas noites, mesmo quando não há chuva ou neve.

14–25C Quando as temperaturas de bulbo seco e ponto de orvalho são idênticas?

14–26C Quando as temperaturas de saturação adiabática e de bulbo úmido são equivalentes para o ar atmosférico?

14–27 Uma casa contém ar a 25 °C e 65% de umidade relativa. A umidade condensará nas superfícies internas das janelas quando a temperatura da janela cair até 10 °C?

14–28 Após uma longa caminhada ao ar livre a 12 °C, uma pessoa usando óculos entra em uma sala a 25 °C e 55% de umidade relativa. Determine se os seus óculos ficarão embaçados.

14–29 Repita o Prob. 14–28, considerando uma umidade relativa de 30%.

14–30E Uma mulher com sede abre a geladeira e pega uma bebida gelada enlatada a 40 °F. A lata poderá "transpirar", considerando que essa pessoa aprecia a bebida em uma sala a 80 °F e 50% de umidade relativa?

14–31 As temperaturas de bulbo seco e úmido do ar atmosférico a 95 kPa são de 25 °C e 17 °C, respectivamente. Determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a umidade relativa e (*c*) a entalpia do ar em kJ/kg de ar seco.

14–32 O ar de uma sala tem uma temperatura de bulbo seco a 26 °C e uma temperatura de bulbo úmido a 21 °C. Considerando uma pressão de 100 kPa, determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a umidade relativa e (*c*) a temperatura do ponto de orvalho.
Respostas: (*a*) 0,0138 kg H_2O/kg de ar seco; (*b*) 64,4%; (*c*) 18,8 °C

14–33 Reconsidere o Prob. 14–32. Determine as propriedades necessárias usando o EES (ou outro programa). Quais seriam os valores das propriedades a uma pressão de 300 kPa?

14–34E O ar de uma sala tem uma temperatura de bulbo seco de 80 °F e uma temperatura de bulbo úmido de 65 °F. Considerando uma pressão de 14,7 psia, determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a umidade relativa e (*c*) a temperatura do ponto de orvalho.
Respostas: (*a*) 0,0097 lbm H_2O/lbm de ar seco; (*b*) 44,7%; (*c*) 56,6 °F

14–35 O ar atmosférico a 35 °C escoa de modo constante em um dispositivo de saturação adiabático, saindo dele como mistura saturada a 25 °C. A água de reposição é fornecida ao dispositivo a 25 °C. A pressão atmosférica é de 98 kPa. Determine a umidade relativa e a umidade específica do ar.

Diagrama psicrométrico

14–36C Compare as linhas de entalpia constante e de temperatura de bulbo úmido constante com os diagramas psicrométricos.

14–37C Em quais estados do diagrama psicrométrico as temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e ponto de orvalho são idênticas?

14–38C Como a temperatura do ponto de orvalho para um estado especificado é determinada no diagrama psicrométrico?

14–39C É possível utilizar em altitudes maiores os valores de entalpia determinados em um diagrama psicrométrico no nível do mar?

14–40 Uma sala contém ar a 1 atm, 23 °C e 50% de umidade relativa. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a entalpia, em kJ/kg de ar seco, (*c*) a temperatura de bulbo úmido, (*d*) a temperatura do ponto de orvalho e (*e*) o volume específico do ar, em m^3/kg de ar seco.

14–41 Reconsidere o Prob. 14–40. Determine as propriedades necessárias usando o EES (ou outro programa) em vez do diagrama psicrométrico. Quais seriam os valores das propriedades em um local a 2.000 m de altitude?

14–42 O ar de uma sala tem pressão de 1 atm, uma temperatura de bulbo seco de 24 °C e uma temperatura de bulbo úmido de 17 °C. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) a umidade específica, (*b*) a entalpia, em kJ/kg de ar seco, (*c*) a umidade relativa, (*d*) a temperatura do ponto de orvalho e (*e*) o volume específico do ar, em m^3/kg de ar seco.

14–43 Reconsidere o Prob. 14–42. Determine as propriedades necessárias usando o EES (ou outro programa) em vez do diagrama psicrométrico. Quais seriam os valores das propriedades em um local a 3.000 m de altitude?

14–44E Ar atmosférico a uma pressão de 1 atm e temperatura de bulbo seco de 90 °F tem umidade relativa de 70%. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) a temperatura de bulbo úmido, (*b*) a relação de umidade, (*c*) a entalpia, (*d*) a temperatura do ponto de orvalho e (*e*) a pressão de vapor de água.

14–45 Ar atmosférico a uma pressão de 1 atm e temperatura de bulbo seco de 32 °C tem uma temperatura de bulbo úmido de 18 °C. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) a umidade relativa, (*b*) a relação de umidade, (*c*) a entalpia, (*d*) a temperatura do ponto de orvalho e (*e*) a pressão de vapor de água.

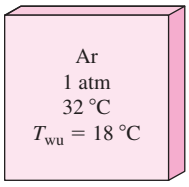


FIGURA P14–45

14–46 Determine a temperatura de saturação adiabática do ar úmido no Prob. 14–45. *Resposta:* 18 °C

14–47E Ar atmosférico a uma pressão de 1 atm e temperatura de bulbo seco de 90 °F tem uma temperatura do ponto de orvalho de 75 °F. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) umidade relativa, (*b*) a relação de umidade, (*c*) a entalpia, (*d*) a temperatura de bulbo úmido e (*e*) a pressão de vapor de água.

14–48E Determine a temperatura de saturação adiabática do ar úmido no Prob. 14–47E.

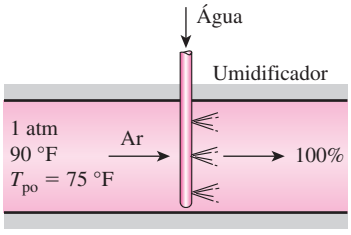


FIGURA P14–48E

Conforto humano e condicionamento de ar

14–49C O que um moderno sistema de condicionamento de ar faz além de aquecer ou resfriar o ar?

14–50C Como o corpo humano responde (*a*) ao clima quente, (*b*) ao clima frio e (*c*) ao clima quente e úmido?

14–51C Qual é o efeito da radiação? Como ela afeta o conforto humano?

14–52C De que maneira o movimento do ar na vizinhança do corpo humano afeta o conforto humano?

14–53C Considere um jogo de tênis em clima frio, onde os dois jogadores e os espectadores usam as mesmas roupas. Qual grupo de pessoas sentirá mais frio? Por quê?

14–54C Por que você acha que os bebês novos são mais sensíveis ao frio?

14–55C De que maneira a umidade afeta o conforto humano?

14–56C O que é umidificação e desumidificação?

14–57C O que é metabolismo? Qual é o intervalo de taxas metabólicas de um homem? Por que a taxa metabólica dos ocupantes de um prédio deve ser considerada quando lidamos com aquecimento e condicionamento de ar?

14–58C Por que a taxa metabólica das mulheres é geralmente mais baixa que a dos homens? Qual é o efeito das roupas sobre a temperatura ambiente confortável?

14–59C O que é calor sensível? De que maneira a perda de calor sensível de um corpo humano é afetada (*a*) pela temperatura da pele, (*b*) pela temperatura ambiente e (*c*) pelo movimento do ar?

14–60C O que é o calor latente? De que maneira a perda do calor latente do corpo humano é afetada (*a*) pela umidade da pele e (*b*) pela umidade relativa do ambiente? Qual é a relação entre a taxa de evaporação do corpo e a taxa de perda de calor latente?

14–61 Uma loja de departamentos espera ter 225 clientes e 20 funcionários em épocas de pico no verão. Determine a contribuição das pessoas para a carga de resfriamento total da loja.

14–62E Durante o inverno, em um cinema, quinhentas pessoas estão assistindo a um filme; cada uma gera calor sensível a uma taxa de 70 W. As perdas de calor por paredes, janelas e telhado são estimadas em 130.000 Btu/h. Determine se o cinema precisa ser aquecido ou resfriado.

14–63 Para uma taxa de infiltração de 0,9 troca de ar por hora (ACH), determine (em KW) a carga de calor sensível, a carga de calor latente e a carga de infiltração total de um edifício com 20 m de comprimento, 13 m de largura e 3 m de altura situado no nível do mar, considerando que o ar externo está a 38 °C com 35% de umidade relativa. O edifício é mantido a 24 °C e 55% de umidade relativa em todos os momentos.

14–64 Repita o Prob. 14–63, considerando uma taxa de infiltração de 1,8 ACH.

14–65 Uma pessoa comum produz 0,25 kg de umidade ao tomar um banho de chuveiro e 0,05 kg ao tomar um banho de banheira. Considere uma família com quatro pessoas. Cada membro da família toma um banho por dia em um banheiro que não é ventilado. Considerando que o calor de vaporização da água corresponde a 2.450 kJ/kg, determine a contribuição dos banhos para a carga diária de calor latente do condicionador de ar durante o verão.

14–66 Uma galinha comum (1,82 kg ou 4,0 lbm) tem uma taxa metabólica basal de 5,47 W e uma taxa metabólica média de 10,2 W (3,78 W de calor sensível e 6,42 W de calor latente) durante a atividade normal. Considerando que há 100 galinhas em um

galinheiro, determine a taxa de geração de calor total e a taxa de produção de umidade da sala. Considere 2.430 kJ/kg o calor de vaporização da água.

Aquecimento e resfriamento simples

14–67C De que maneira as umidades relativas e específicas variam durante um processo simples de aquecimento? Responda a mesma pergunta considerando um processo de resfriamento simples.

14–68C Por que o processo de aquecimento ou resfriamento simples aparece como uma linha horizontal no diagrama psicrométrico?

14–69 Ar úmido a 1 atm, 30 °C e 60% de umidade relativa é resfriado a uma pressão constante até a temperatura do ponto de orvalho. Determine o resfriamento (em kJ/kg de ar seco) necessário para esse processo. *Resposta:* 8,9 kJ/kg de ar seco

14–70E Ar úmido a 40 psia, 50 °F e 90% de umidade relativa é aquecido em um tubo a uma pressão constante até 120 °F. Calcule a umidade relativa na saída do tubo e a quantidade de calor (em Btu/lbm de ar seco) necessárias para esse processo.

14–71 Ar a 1 atm, 35 °C e 45% de umidade relativa entra em uma seção de resfriamento com 30 cm de diâmetro a uma velocidade de 18 m/s. O calor é removido do ar a uma taxa de 750 kJ/min. Determine (*a*) a temperatura de saída, (*b*) a umidade relativa de saída do ar e (*c*) a velocidade de saída.
Respostas: (*a*) 26,5 °C; (*b*) 73,1%; (*c*) 17,5 m/s

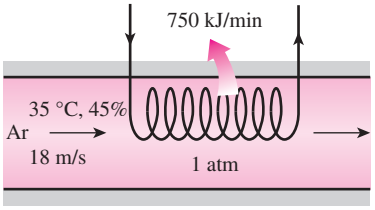


FIGURA P14–71

14–72 Repita o Prob. 14–71, considerando uma taxa de remoção de calor de 1.100 kJ/min.

14–73 Ar úmido saturado a 200 kPa e 15 °C é aquecido até 30 °C à medida que escoa por um tubo de 4 cm de diâmetro a uma velocidade de 20 m/s. Desprezando as perdas de pressão, calcule a umidade relativa na saída do tubo e a taxa de transferência de calor (em kW), para o ar.

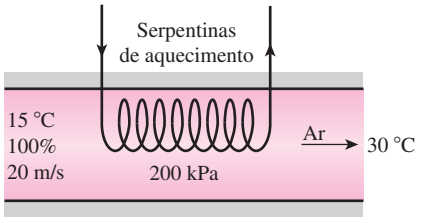


FIGURA P14–73

14–74 Calcule a taxa na qual a exergia do ar úmido do Prob. 14–73 é aumentada. Considere $T_0 = 15$ °C.

Aquecimento com umidificação

14–75C Por que o ar aquecido às vezes precisa ser umidificado?

14–76 O ar a 1 atm, 15 °C e 60% de umidade relativa é aquecido até 20 °C em uma seção de aquecimento e, em seguida, desumidificado pela introdução de vapor de água. O ar sai da seção de umidificação a 25 °C e 65% de umidade relativa. Determine (*a*) a quantidade de vapor adicionada ao ar e (*b*) a quantidade de calor transferido para o ar na seção de aquecimento.
Respostas: (*a*) 0,0065 kg H_2O/kg de ar seco; (*b*) 5,1 kJ/kg de ar seco

14–77E Ar a 14,7 psia, 40 °F e 50% de umidade relativa é aquecido até 65 °F em uma seção de aquecimento e, em seguida, umidificado com a introdução de vapor de água. O ar deixa a seção de umidificação a 75 °F e 45% de umidade relativa. Determine (*a*) a quantidade de vapor adicionado ao ar, em lbm H_2O/lbm de ar seco, e (*b*) a quantidade de transferência de calor para o ar na seção de aquecimento, em Btu/lbm de ar seco.

14–78 Um sistema de condicionamento de ar opera a uma pressão total de 1 atm e consiste em uma seção de aquecimento e um umidificador que fornece vapor úmido (vapor de água saturado) a 100 °C. O ar entra na seção de aquecimento a 10 °C e 70% de umidade relativa a uma taxa de 35 m^3/min, saindo da seção de umidificação a 20 °C e 60% de umidade relativa. Determine (*a*) a temperatura e a umidade relativa do ar quando ele sai da seção de aquecimento, (*b*) a taxa de transferência de calor da seção de aquecimento e (*c*) a taxa com a qual a água é adicionada ao ar na seção de umidificação.

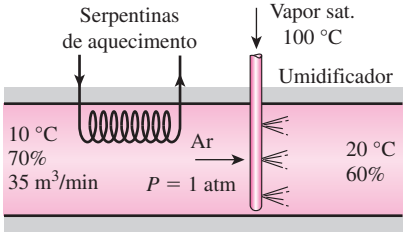


FIGURA P14–78

14–79 Repita o Prob. 14–78, considerando uma pressão total de 95 kPa para a corrente de ar.
Respostas: (*a*) 19,5 °C; 37,7%; (*b*) 391 kJ/min; (*c*) 0,147 kg/min

Resfriamento com desumidificação

14–80C Por que o ar resfriado às vezes é reaquecido no verão antes de ser descarregado em uma sala?

14–81E Ar atmosférico úmido a 1 atm, 90 °F e 90% de umidade relativa é resfriado até 50 °F, enquanto a pressão de mistura permanece constante. Calcule a quantidade de água (em lbm/lbm de

ar seco) retirada do ar e a necessidade de resfriamento (em Btu/lbm de ar seco), considerando que a água no estado líquido deixa o sistema a 60 °F.

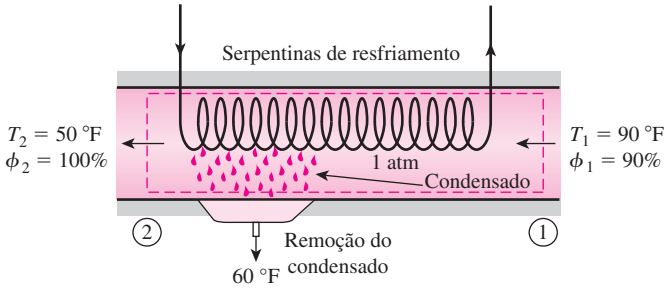


FIGURA P14–81E

14–82 Dez mil metros cúbicos por hora de ar atmosférico a 1 atm e 28 °C com uma temperatura de ponto de orvalho de 25 °C devem ser resfriados para 18 °C. Determine a taxa na qual o condensado sai desse sistema e a taxa de resfriamento, considerando que o condensado deixa o sistema a 20 °C.

Respostas: 0,0227 kg/s; 88,3 kW

14–83 Ar úmido a 101,3 kPa, 39 °C de bulbo seco e 50% de umidade relativa é resfriado a uma pressão constante até uma temperatura de 10 °C abaixo da sua temperatura de ponto de orvalho.

(*a*) Faça um desenho esquemático do sistema e o diagrama psicrométrico do processo.

(*b*) Considerando que a taxa de transferência de calor do ar atmosférico é de 1.340 kW, qual é a vazão volumétrica de entrada de ar atmosférico (em m^3/s) nesse processo?

14–84E Ar úmido saturado a 70 psia e 200 °F é resfriado até 100 °F enquanto escoa por um tubo de 3 polegadas de diâmetro com uma velocidade de 50 pés/s a uma pressão constante. Calcule a taxa na qual a água líquida é formada no interior desse tubo e a taxa na qual o tubo é resfriado. *Respostas:* 0,0670 lbm/s; 83,2 Btu/s

14–85 Um sistema de condicionamento de ar deve tomar o ar a 1 atm, 34 °C e 70% de umidade relativa e entregá-lo a 22 °C e 50% de umidade relativa. O ar escoa sobre as serpentinas de resfriamento, onde é resfriado e desumidificado e, em seguida, o ar escoa sobre os fios de aquecimento da resistência, onde é aquecido até a temperatura desejada. Considerando que a água condensada é removida da seção de resfriamento a 10 °C, determine (*a*) a temperatura do ar antes de sua entrada na seção de aquecimento, (*b*) a quantidade de calor removida na seção de resfriamento e (*c*) a quantidade de calor transferida na seção de resfriamento, em kJ/kg de ar seco.

14–86 O ar entra a 1 atm, 32 °C e 70% de umidade relativa em uma seção de resfriamento com 40 cm de diâmetro, a uma velocidade de 120 m/min. O ar é resfriado enquanto passa sobre uma serpentina de resfriamento pela qual a água flui. A água passa por uma elevação de temperatura de 6 °C. O ar sai da seção de resfriamento saturado a 20 °C. Determine (*a*) a taxa de transferência de calor, (*b*) a vazão mássica da água e (*c*) a velocidade de saída da corrente de ar.

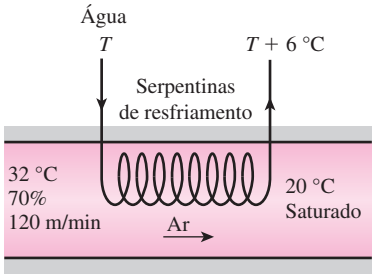


FIGURA P14–86

14–87 Reconsidere o Prob. 14–86. Usando o EES (ou outro programa), desenvolva uma solução geral para o problema em que as variáveis de entrada possam ser fornecidas e os estudos paramétricos, executados. Considerando cada conjunto de variáveis de entrada, para as quais a pressão é atmosférica, mostre o processo no diagrama psicrométrico.

14–88 Repita o Prob. 14–86, considerando uma pressão total do ar correspondente a 95 kPa.

Respostas: (*a*) 466 kJ/min; (*b*) 18,6 kg/min; (*c*) 114 m/min

14–89 O ar de um espaço de trabalho entra na unidade do condicionador de ar à temperatura de 30 °C de bulbo seco e 25 °C de bulbo úmido. O ar sai do condicionador de ar e retorna ao espaço à temperatura de 25 °C de bulbo seco e 6,5 °C de ponto de orvalho. A água condensada, se houver, sai do condicionador de ar à mesma temperatura do ar que sai das serpentinas de resfriamento. A vazão volumétrica do ar retornado ao espaço de trabalho é de 1.000 m^3/min. A pressão atmosférica é de 98 kPa. Determine a taxa de transferência de calor do ar (em kW) e a vazão mássica da água condensada (se houver), em kg/h.

14–90 O ar atmosférico no interior de um automóvel entra na seção do evaporador do condicionador de ar a 1 atm, 27 °C e 50% de umidade relativa. O ar retorna ao automóvel a 10 °C e 90% de umidade relativa. O compartimento de passageiros tem um volume de 2 m^3, e cinco trocas de ar por minuto são necessárias para manter o interior do automóvel com o nível desejado de conforto. Faça o diagrama psicrométrico do ar atmosférico que escoa pelo processo de condicionamento de ar. Determine as temperaturas de ponto de orvalho e de bulbo úmido na entrada da seção do evaporador, em °C. Determine a taxa de transferência de calor necessária entre o ar atmosférico e o fluido do evaporador (em kW). Determine a taxa de condensação do vapor de água na seção do evaporador (em kg/min).

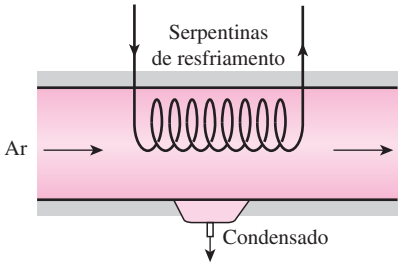


FIGURA P14–90

14–91 Dois mil metros cúbicos por hora de ar atmosférico a 28 °C com temperatura de ponto de orvalho de 25 °C escoam para um condicionador de ar que utiliza água gelada como fluido de resfriamento. O ar atmosférico deve ser resfriado a 18 °C. Faça um diagrama do *hardware* do sistema e o diagrama psicrométrico do processo. Determine a vazão mássica da água condensada que sai do condicionador (se houver), em kg/h. Considerando que a água de refrigeração sofre uma elevação de temperatura de 10 °C ao escoar pelo condicionador de ar, determine a vazão volumétrica da água refrigerada fornecida ao trocador de calor do condicionador de ar em m^3/min. O processo de condicionamento de ar ocorre a 100 kPa.

14–92 Um condicionador de ar de automóvel utiliza refrigerante-134a como fluido de resfriamento. O evaporador opera à pressão manométrica de 100 kPa, e o condensador opera à pressão manométrica de 1,5 MPa. O compressor exige entrada de potência de 6 kW e tem eficiência isentrópica de 85%. O ar atmosférico a 25 °C e 60% de umidade relativa entra no evaporador e sai a 8 °C e 90% de umidade relativa. Determine a vazão volumétrica do ar atmosférico que entra no evaporador do condicionador de ar em m^3/min.

14–93 Ar atmosférico a 1 atm, 32 °C e 95% de umidade relativa é resfriado para 24 °C e 60% de umidade relativa. Um sistema de refrigeração por compressão de vapor ideal simples utilizando refrigerante-134a como fluido de trabalho é usado para fornecer o resfriamento necessário. Ele opera seu evaporador a 4 °C, e seu condensador a uma temperatura de saturação de 39,4 °C. O condensador rejeita seu calor para o ar atmosférico. Calcule a destruição da exergia (em kJ) no sistema total por 1.000 m^3 de ar seco processado.

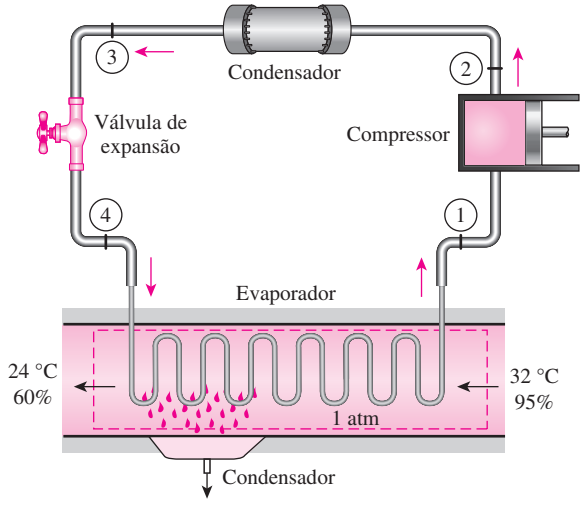


FIGURA P14–93

Resfriamento evaporativo

14–94C O que é o resfriamento evaporativo? Ele funciona em climas úmidos?

14–95C Durante a evaporação de água para o ar, sob quais condições o calor latente da vaporização será igual à transferência de calor do ar?

14–96C Um processo de evaporação precisa envolver transferência de calor? Descreva um processo que envolva transferência de calor e massa.

14–97 Os habitantes do deserto muitas vezes envolvem suas cabeças com um tecido poroso ensopado com água. Em um deserto onde a pressão é de 1 atm, a temperatura é de 45 °C e a umidade relativa é de 15%, qual será a temperatura do tecido?

14–98 O ar entra em um resfriador evaporativo a 1 atm, 36 °C e 20% de umidade relativa a uma taxa de 4 m^3/min, saindo com umidade relativa de 90%. Determine (*a*) a temperatura de saída do ar e (*b*) a taxa de fornecimento de água para o resfriador evaporativo.

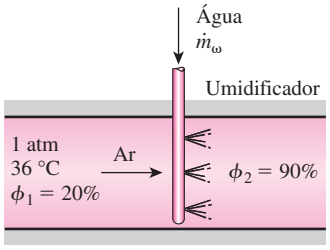


FIGURA P14–98

14–99E Ar entra um resfriador evaporativo a 14,7 psia, 100 °F e 30% de umidade relativa a uma velocidade de 200 $pés^3$/min, saindo com uma umidade relativa de 90%. Determine (*a*) a temperatura de saída do ar e (*b*) a taxa de fornecimento de água necessária para o resfriador evaporativo.

Respostas: (*a*) 76,6 °F; (*b*) 0,076 lbm/min

14–100 Ar entra em um resfriador evaporativo a 1 atm, 32 °C e 30% de umidade relativa a uma taxa de 5 m^3/min, saindo a 22 °C. Determine (*a*) a umidade relativa final e (*b*) a quantidade de água adicionada ao ar.

14–101 Qual é a mais baixa temperatura que o ar pode atingir em um resfriador evaporativo, considerando que ele entra no resfriador a 1 atm, 29 °C e 40% de umidade relativa? *Resposta:* 19,3 °C

14–102 O ar a 1 atm, 20 °C e 50% de umidade relativa é aquecido até 35 °C em uma seção de aquecimento e, em seguida, passa por um resfriador evaporativo no qual sua temperatura cai para 25 °C. Determine (*a*) a umidade relativa da saída e (*b*) a quantidade de água adicionada ao ar, em kg H_2O/kg de ar seco.

Mistura adiabática de correntes de ar

14–103C Duas correntes de ar não saturadas se misturam adiabaticamente. Observa-se que a umidade condensa durante o processo de mistura. Sob quais condições isso acontece?

14–104C Considere a mistura adiabática de duas correntes de ar. É necessário que o estado da mistura no diagrama psicrométrico esteja na linha reta que conecta os dois estados?

14–105 Duas correntes de ar se misturam de forma constante e adiabática. A primeira corrente entra a 32 °C e 40% de umidade relativa a uma taxa de 20 m³/min, enquanto a segunda corrente entra a 12 °C e 90% de umidade relativa a uma taxa de 25 m³/min. Considerando que o processo de mistura ocorre a uma pressão de 1 atm, determine a umidade específica, a umidade relativa, a temperatura de bulbo seco e a vazão volumétrica da mistura.
Respostas: 0,0096 kg H_2O/kg de ar seco; 63,4%; 20,6 °C; 45,0 m³/min

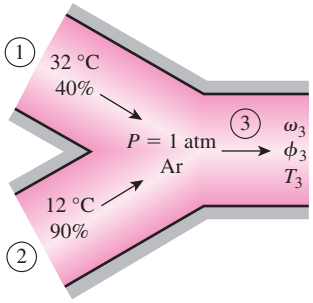


FIGURA P14–105

14–106 Repita o Prob. 14–105, considerando uma pressão total da câmara de mistura equivalente a 90 kPa.

14–107 Uma corrente de ar quente com temperatura de bulbo seco de 36 °C e temperatura de bulbo úmido de 30 °C é misturada adiabaticamente com uma corrente de ar frio saturado a 12 °C. As vazões mássicas das correntes de ar seco e frio são de 8 kg/s e 10 kg/s, respectivamente. Considerando uma pressão total de 1 atm, determine (*a*) a temperatura, (*b*) a umidade específica e (*c*) a umidade relativa da mistura.

14–108 Reconsidere o Prob. 14–107. Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da vazão mássica da corrente de ar frio saturado sobre a temperatura da mistura, a umidade específica e a umidade relativa. Considere uma variação de 0 kg/s a 16 kg/s para a vazão mássica do ar frio saturado, mantendo a vazão mássica do ar quente constante a 8 kg/s. Esboce um diagrama da temperatura da mistura, a umidade específica e a umidade relativa como funções da vazão mássica do ar frio, discutindo os resultados em seguida.

14–109E Ar úmido saturado a 1 atm e 50 °F deve ser misturado com ar atmosférico a 1 atm, 90 °F e 80% de umidade relativa para que se obtenha ar a 70 °F. Determine as proporções em que as duas correntes devem ser misturadas e a umidade relativa do ar resultante.

14–110 Duas correntes de ar úmido são misturadas adiabaticamente a 1 atm de pressão para que se obtenha uma terceira corrente. A primeira corrente tem uma temperatura de 40 °C, uma umidade relativa de 40% e uma vazão volumétrica de 3 L/s, enquanto o segundo fluxo tem uma temperatura de 15 °C, uma umidade relativa de 80% e uma vazão volumétrica de 1 L/s. Calcule a temperatura e a umidade relativa da terceira corrente.

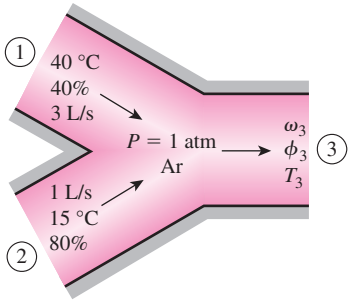


FIGURA P14–110

14–111 Calcule a taxa de destruição da exergia no Prob. 14–110. Considere T_0 = 25 °C. *Resposta:* 0,0031 kW

Torres de resfriamento úmidas

14–112C Como funciona uma torre de resfriamento úmida com corrente de ar natural?

14–113C O que é um recipiente de resfriamento de água por aspersão? Compare seu desempenho ao desempenho de uma torre de resfriamento úmida.

14–114 Uma torre de resfriamento úmida deve resfriar 40 kg/s de água de 40 °C a 30 °C. O ar atmosférico entra na torre a 1 atm com temperaturas de bulbo seco e úmido de 22 °C e 16 °C respectivamente, saindo a 32 °C com umidade relativa de 95%. Usando o diagrama psicrométrico, determine (*a*) a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento e (*b*) a vazão mássica da água de reposição necessária. *Respostas:* (*a*) 23,9 m³/s; (*b*) 0,568 kg/s

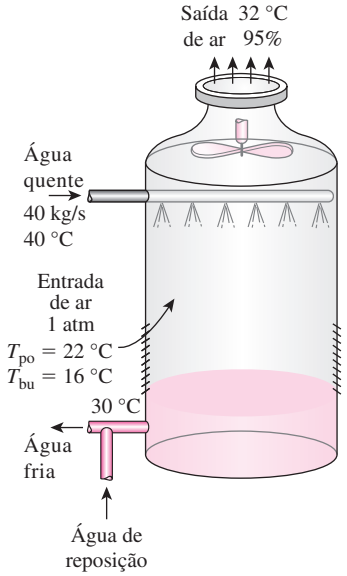


FIGURA P14–114

14–115 Água a 32 °C deve ser resfriada em uma torre de resfriamento, na qual entra a uma taxa de 4 kg/s. Ar úmido entra nessa torre a 1 atm, 15 °C e 20% de umidade relativa com um fluxo de ar seco de 4,2 kg/s, saindo a 20 °C e 0,014 kg/kg de ar seco. Determine a umidade relativa na qual o ar sai da torre e a temperatura da água na saída.

14–116 Uma torre de resfriamento úmida deve resfriar 25 kg/s de água de resfriamento de 40 °C a 30 °C em um local onde a pressão atmosférica é de 96 kPa. O ar atmosférico entra na torre a 20 °C e 70% de umidade relativa, saindo saturado a 35 °C. Desprezando a entrada de potência no ventilador, determine (*a*) a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento e (*b*) a vazão mássica da água de reposição necessária.

Respostas: (*a*) 11,2 m^3/s; (*b*) 0,35 kg/s

14–117 Uma torre de resfriamento com corrente de ar natural deve remover o calor rejeitado da água de resfriamento que escoa pelo condensador de uma usina a vapor. A turbina da usina a vapor recebe 42 kg/s de vapor do gerador de vapor. Extrai-se então 18% desse vapor para diversos aquecedores de água de alimentação. A água condensada dos aquecedores da água de alimentação a uma pressão mais alta é enviada ao próximo aquecedor de água de alimentação com pressão mais baixa. O último aquecedor de água de alimentação opera a 0,2 MPa, e todo o vapor extraído para os aquecedores de água de alimentação é estrangulado da saída do último aquecedor de água de alimentação até o condensador que opera a uma pressão de 10 kPa. O restante do vapor produz trabalho na turbina e sai do estágio de pressão mais baixa a 10 kPa com uma entropia de 7,962 kJ/kg·K. A torre de resfriamento fornece a água de resfriamento a 26 °C ao condensador, e a água de resfriamento retorna do condensador para a torre de resfriamento a 40 °C. O ar atmosférico entra na torre a 1 atm com temperaturas de bulbo seco e úmido de 23 °C e 18 °C respectivamente, saindo saturado a 37 °C. Determine (*a*) a vazão mássica da água de resfriamento, (*b*) a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento e (*c*) a vazão mássica da água de reposição necessária.

14–118E Água entra em uma torre de resfriamento a 95 °F e a uma taxa de 3 lbm/s, saindo a 80 °F. Ar úmido entra nessa torre a 1 atm e 65 °F com uma umidade relativa de 30%, saindo a 75 °F com umidade relativa de 80%. Determine a vazão mássica de ar seco que passa por essa torre.

14–119E Quanto trabalho potencial, em Btu/lbm de ar seco, é perdido na torre de refrigeração do Prob. 14–118E? Considere $T_0 = 65$ °F.

Problemas de revisão

14–120 A condensação do vapor de água nas linhas de ar comprimido é uma das grandes preocupações nas instalações industriais, e o ar comprimido quase sempre é desumidificado para evitar os problemas associados à condensação. Considere um compressor que comprime o ar ambiente da pressão atmosférica local de 92 kPa até uma pressão de 800 kPa (absoluta). Em seguida, o ar comprimido é resfriado até a temperatura ambiente à medida que escoa pelas linhas de ar comprimido. Desprezando as perdas de pressão, determine se haverá alguma condensação nas linhas de ar comprimido, considerando um dia em que o ar ambiente está a 20 °C e 50% de umidade relativa.

14–121E Determine a fração molar de vapor de água na superfície de um lago, cuja temperatura na superfície é de 50 °F, e compare-a com a fração molar da água no lago, que é muito próxima de 1,0. O ar na superfície do lago está saturado, e a pressão atmosférica ao nível do lago pode ser considerada 14,5 psia.

14–122E Considere uma sala resfriada de forma adequada por um condicionador de ar cuja capacidade de resfriamento é de 7.500 Btu/h. Considerando que a sala deve ser resfriada por um resfriador evaporativo que remove calor por evaporação nessa mesma taxa, determine a quantidade de água necessária que deve ser fornecida ao resfriador por hora em condições de projeto.

14–123E A capacidade dos resfriadores evaporativos é normalmente expressa pelo fluxo de ar em $pés^3$/min (ou pcm), e uma forma prática de se determinar o tamanho necessário de um resfriador evaporativo para uma casa de 8 pés de altura é multiplicar a área do piso da casa por quatro (por três em climas secos, e por cinco em climas úmidos). Por exemplo, a capacidade de um resfriador evaporativo para uma casa com 30 pés de comprimento e 40 pés de largura é de $1.200 \times 4 = 4.800$ pcm. Desenvolva uma regra geral equivalente para a seleção de um resfriador evaporativo em unidades no SI considerando casas com 2,4 m de altura cujas áreas do piso são dadas em m^2.

14–124 Uma torre de resfriamento com capacidade de resfriamento de 50 toneladas (220 kW) deve evaporar 9.500 kg de água por dia. Essa é uma alegação razoável?

14–125E O Departamento de Energia dos Estados Unidos estima que 190.000 barris de petróleo seriam poupados por dia se cada casa nos Estados Unidos aumentasse a regulagem do termostato no verão em 6 °F (3,3 °C). Considerando que a temporada de resfriamento médio é de 120 dias e que o petróleo custa US$ 70/barril, determine quanto dinheiro seria economizado por ano.

14–126 Os custos com condicionamento de ar de uma casa podem ser reduzidos em até 10% pela instalação de uma unidade externa (o condensador) do condicionador de ar em um local com sombra de árvores e arbustos. Considerando que os custos com condicionamento de ar de uma casa correspondem a US$ 500 por ano, determine quanto as árvores economizarão para o dono da casa durante a vida útil de 20 anos do sistema.

14–127 Um dia típico de inverno em Moscou tem uma temperatura de 0 °C e uma umidade relativa de 40%. Qual é a umidade relativa no interior de uma *datcha* (casa de veraneio típica da Rússia) onde o ar foi aquecido para 18 °C?

14–128 A umidade relativa dentro da *datcha* do Prob. 14–127 deve ser levada a 60% por evaporação da água a 20 °C. Qual a quantidade de calor (em kJ) necessária para esse propósito por m^3 de ar na *datcha*?

14–129E Durante um dia de verão em Phoenix, cidade norte-americana, o ar está a 1 atm, 110 °F e 15% de umidade relativa. Água a 70 °F é evaporada nesse ar para produzir ar a 75 °F e 80% de umidade relativa. Qual a quantidade de água necessária para isso

(em lbm/lbm de ar seco) e quanto resfriamento é produzido (em Btu/lbm de ar seco)?

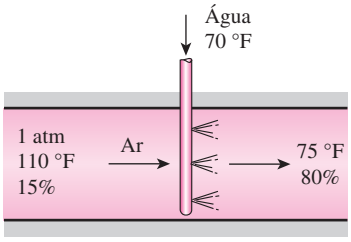


FIGURA P14–129E

14–130E Considerando que o sistema do Prob. 14–129E é operado como um sistema adiabático e que o ar produzido por esse sistema tem uma umidade relativa de 70%, qual é a temperatura do ar produzido? *Resposta:* 79,6 °F

14–131E As condições ambientais para um dia de verão em Atlanta, cidade norte-americana, são: 1 atm, 90 °F e 85% de umidade relativa. Determine o resfriamento necessário para condicionar 1.000 pés^3 desse ar a 75 °F e 50% de umidade relativa. Qual é a temperatura mínima do ar úmido necessária para atender a esse requisito de resfriamento?

14–132E Um sistema de refrigeração por compressão de vapor ideal simples, utilizando refrigerante-134a, fornece o resfriamento do Prob. 14–131E. Esse sistema opera com o seu condensador de tal modo que a temperatura de saturação é 19,5 °F mais elevada do que o ar de verão a que se rejeita calor, e o seu evaporador é 10 °F mais frio do que a temperatura do ar úmido mais baixo no sistema. Qual é o COP do sistema? *Resposta:* 6,40

14–133 Um tanque de 1,8 m^3 contém ar saturado a 20 °C e 90 kPa. Determine (*a*) a massa do ar seco, (*b*) a umidade específica e (*c*) a entalpia do ar por unidade de massa do ar seco.
Respostas: (*a*) 1,88 kg; (*b*) 0,0166 kg H_2O/kg de ar seco; (*c*) 62,2 kJ/kg de ar seco

14–134 Reconsidere o Prob. 14–133. Usando o EES (ou outro programa), determine as propriedades do ar no estado inicial. Estude o efeito do aquecimento do ar a um volume constante até que se obtenha uma pressão de 110 kPa. Esboce um diagrama da transferência de calor necessária (em kJ) como função da pressão.

14–135E Ar a 15 psia, 60 °F e 50% de umidade relativa escoa em um duto de 8 polegadas de diâmetro a uma velocidade de 50 pés/s. Determine (*a*) a temperatura do ponto de orvalho, (*b*) a vazão volumétrica de ar e (*c*) a vazão mássica de ar seco.

14–136 Ar entra em uma seção de resfriamento a 97 kPa, 35 °C e 30% de umidade relativa a uma taxa de 6 m^3/min, onde é resfriado até que sua umidade comece a condensar. Determine (*a*) a temperatura do ar na saída e (*b*) a taxa de transferência de calor na seção de resfriamento.

14–137 Ar externo entra em um sistema de condicionamento de ar a 10 °C e 40% de umidade relativa a uma taxa constante de 22 m^3/min, saindo a 25 °C e 55% de umidade relativa. O ar externo é previamente aquecido até 22 °C na seção de aquecimento e, em seguida, umidificado pela injeção de vapor quente na seção de umidificação. Considerando que todo o processo ocorre a uma pressão de 1 atm, determine (*a*) a taxa de fornecimento de calor na seção de aquecimento e (*b*) a vazão mássica do vapor necessária na seção de umidificação.

14–138 Ar entra em um sistema de condicionamento de ar que utiliza o refrigerante-134a a 30 °C e 70% de umidade relativa a uma taxa de 4 m^3/min. O refrigerante entra na seção de resfriamento a 700 kPa com qualidade de 20% e sai como vapor saturado. O ar é então resfriado até 20 °C a uma pressão de 1 atm. Determine (*a*) a taxa de desumidificação, (*b*) a taxa de transferência de calor e (*c*) a vazão mássica do refrigerante.

14–139 Repita o Prob. 14–138, considerando uma pressão total de 95 kPa para o ar.

14–140 Um sistema de condicionamento de ar opera a uma pressão total de 1 atm e consiste em uma seção de aquecimento e um resfriador evaporativo. O ar entra na seção de aquecimento a 15 °C e 55% de umidade relativa a uma taxa de 30 m^3/min e sai do resfriador evaporativo a 25 °C e 45% de umidade relativa. Determine (*a*) a temperatura e umidade relativa do ar no momento em que ele sai da seção de aquecimento, (*b*) a taxa de transferência de calor na seção de aquecimento e (*c*) a taxa de água adicionada ao ar no resfriador evaporativo.
Respostas: (*a*) 32,5 °C; 19,2%; (*b*) 655 kJ/min; (*c*) 0,112 kg/min

14–141 Reconsidere o Prob. 14–140. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito de uma pressão total no intervalo entre 94 kPa e 100 kPa sobre os resultados pedidos no problema. Esboce em diagramas os resultados como funções da pressão total.

14–142 Repita o Prob. 14–140, considerando uma pressão total de 96 kPa.

14–143 Um laboratório com 700 m^3 de volume precisa passar por uma renovação completa de ar por minuto ao ser utilizado. O ar atmosférico externo a 100 kPa, 30 °C de bulbo seco e 60% de umidade relativa é conduzido para dentro do equipamento de ar condicionado do laboratório e condicionado para 20 °C de bulbo seco e 12 °C de bulbo úmido – o estado desejado para o ar fornecido ao laboratório.

(*a*) Faça um desenho esquemático do sistema e o diagrama psicrométrico do processo.

(*b*) Qual a vazão mássica de ar atmosférico externo é necessária para a renovação do ar, em kg/h?

(*c*) Determine a vazão mássica de água condensada do ar atmosférico, em kg/min.

(*d*) O fluido de resfriamento no sistema de condicionamento de ar é água gelada, que tem um aumento de temperatura de 15 °C durante o processo de troca de calor. Determine a vazão mássica de água gelada, em kg/min.

14–144 Ar úmido deve ser condicionado em um processo a uma pressão constante a 1 atm de 30 °C de bulbo seco e 60% de umidade

relativa para 4 °C do ponto de orvalho e 50% de umidade relativa. O ar escoa pelas serpentinas de resfriamento até que se remova toda a umidade necessária para atingir o teor de umidade final e, em seguida, escoa por serpentinas de aquecimento para atingir o estado final. O fluxo de ar seco é de 100 kg/min.

(*a*) Faça um desenho esquemático do sistema e o diagrama psicrométrico do processo.

(*b*) Determine a temperatura do ponto de orvalho e vazão volumétrica da mistura que entra nas serpentinas de resfriamento.

(*c*) Qual é a taxa líquida de transferência de calor para todo o processo, em kW?

14–145 Uma torre de resfriamento com ar natural deve remover 70 MW de calor rejeitado pela água de resfriamento que entra na torre a 42 °C e sai a 30 °C. O ar atmosférico entra na torre a 1 atm com temperaturas de bulbo seco e úmido de 23 °C e 16 °C, respectivamente, e sai saturado a 32 °C. Determine (*a*) a vazão mássica da água de resfriamento, (*b*) a vazão volumétrica do ar para a torre de resfriamento e (*c*) a vazão mássica da água de reposição necessária.

14–146 Reconsidere o Prob. 14–145. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura de bulbo úmido sobre a vazão volumétrica do ar e a taxa de escoamento da água de reposição necessárias para o processo, considerando os outros dados de entrada os mesmos valores declarados no Prob. 14–145. Esboce os resultados como funções da temperatura do bulbo úmido.

14–147 Um tanque não isolado cujo volume é de 0,5 m^3 contém ar a 35 °C, 130 kPa e 20% de umidade relativa. O tanque está ligado a uma linha de fornecimento de água no qual ela escoa a 50 °C. A água é pulverizada para o tanque até que a umidade relativa da mistura ar-vapor seja de 90%. Determine a quantidade de água fornecida ao tanque (em kg), a pressão final da mistura ar-vapor no tanque (em kPa) e a transferência de calor necessária durante o processo para manter a a 35 °C a mistura ar-vapor no tanque.

Problemas de múltipla escolha

14–148 Uma sala está cheia de ar úmido saturado a 25 °C e pressão total de 100 kPa. Considerando que a massa de ar seco da sala é de 100 kg, a massa do vapor de água é

(*a*) 0,52 kg (*b*) 1,97 kg (*c*) 2,96 kg
(*d*) 2,04 kg (*e*) 3,17 kg

14–149 Uma sala contém 65 kg de ar seco e 0,6 kg de vapor de água a 25 °C e a uma pressão total de 90 kPa. A umidade relativa do ar da sala é

(*a*) 3,5% (*b*) 41,5% (*c*) 55,2%
(*d*) 60,9% (*e*) 73,0%

14–150 Uma sala de 40 m^3 contém ar a 30 °C e pressão total de 90 kPa com umidade relativa de 75%. A massa de ar seco da sala é

(*a*) 24,7 kg (*b*) 29,9 kg (*c*) 39,9 kg
(*d*) 41,4 kg (*e*) 52,3 kg

14–151 Uma sala contém ar a 30 °C e pressão total de 96,0 kPa com umidade relativa de 75%. A pressão parcial do ar seco é

(*a*) 82,0 kPa (*b*) 85,8 kPa (*c*) 92,8 kPa
(*d*) 90,6 kPa (*e*) 72,0 kPa

14–152 O ar de uma casa está a 25 °C e 65% de umidade relativa. Em um certo momento, o ar é resfriado a uma pressão constante. A temperatura na qual a umidade do ar começará a condensar é

(*a*) 7,4 °C (*b*) 16,3 °C (*c*) 18,0 °C
(*d*) 11,3 °C (*e*) 20,2 °C

14–153 No diagrama psicrométrico, um processo de resfriamento e desumidificação aparece como uma linha

(*a*) horizontal para a esquerda
(*b*) vertical para baixo
(*c*) diagonal para cima à direita (direção NE)
(*d*) diagonal para cima à esquerda (direção NO)
(*e*) diagonal para baixo à esquerda (direção SO)

14–154 No diagrama psicrométrico, um processo de aquecimento e umidificação aparece como uma linha

(*a*) horizontal para a direita
(*b*) vertical para cima
(*c*) diagonal para cima à direita (direção NE)
(*d*) diagonal para cima à esquerda (direção NO)
(*e*) diagonal para baixo à direita (direção SE)

14–155 Uma corrente de ar a uma temperatura e umidade relativa especificadas passa por resfriamento evaporativo por aspersão mais ou menos à mesma temperatura. A mais baixa temperatura para a qual a corrente de ar pode ser resfriada é

(*a*) a temperatura de bulbo seco em determinado estado
(*b*) a temperatura de bulbo úmido em determinado estado
(*c*) a temperatura do ponto de orvalho em determinado estado
(*d*) a temperatura de saturação correspondente à taxa de umidade em determinado estado
(*e*) a temperatura de ponto triplo da água

14–156 O ar a 35 °C e a uma taxa de umidade de 0,023 kg/kg de ar seco é resfriado e desumidificado até 15 °C a uma taxa de umidade de 0,015 kg/kg de ar seco à medida que escoa sobre as serpentinas de um sistema de refrigeração a 85 kPa. Considerando que a vazão mássica do ar seco é de 0,4 kg/s, a taxa de remoção de calor do ar é

(*a*) 4 kJ/s (*b*) 8 kJ/s (*c*) 12 kJ/s
(*d*) 16 kJ/s (*e*) 20 kJ/s

14–157 O ar a uma pressão total de 90 kPa, 15 °C e 75% de umidade relativa é aquecido e umidificado até 25 °C e 75% de umidade relativa pela introdução de vapor de água. Considerando que a vazão mássica do ar seco é de 4 kg/s, a taxa com a qual o vapor é adicionado ao ar é

(*a*) 0,032 kg/s (*b*) 0,013 kg/s (*c*) 0,019 kg/s
(*d*) 0,0079 kg/s (*e*) 0 kg/s

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

14–158 As necessidades de condicionamento de ar de um prédio grande podem ser atendidas por um único sistema central ou por várias unidades de janela individuais. Considerando que ambas as abordagens são normalmente usadas na prática, a opção certa depende da situação. Identifique os fatores importantes que precisam ser levados em conta na tomada dessa decisão e discuta as condições sob as quais um sistema de condicionamento de ar que consiste em várias unidades de janela é preferível a um único sistema grande e central, e vice-versa.

14–159 Identifique as principais fontes de ganho de calor em sua casa durante o verão e proponha formas de minimizá-las para reduzir a carga de resfriamento.

14–160 Projete um sistema acessível de resfriamento evaporativo adequado para uso em sua casa. Mostre de que maneira um aspersor de água poderia ser obtido, como você forneceria o fluxo de ar e como evitaria que as gotas de água caíssem no espaço residencial.

14–161 Alguém sugeriu que as soluções de água-brometo de lítio usadas no sistema de refrigeração por absorção sejam utilizadas para desumidificar ar úmido. Isso poderia ser feito colocando-se uma solução fraca em contato com o ar úmido – com a pulverização da solução fraca no ar, por exemplo. À medida que a água no ar for absorvida por essa solução, a relação de umidade do ar será reduzida. Desenvolva o critério termodinâmico para as condições na admissão de solução fraca, admissão de ar úmido, saída de solução forte e saída de ar úmido necessário para esse sistema funcionar. Determine também a necessidade de adição ou remoção de calor.

14–162 A variação diária na temperatura da atmosfera tende a ser menor em locais em que a umidade relativa é alta. Demonstre por que isso ocorre, calculando a mudança na temperatura de uma quantidade fixa de ar quando uma quantidade fixa de calor é removida do ar. Esboce um gráfico dessa mudança de temperatura como uma função da umidade relativa inicial e certifique-se de que a temperatura do ar atinge ou excede a temperatura do ponto de orvalho. Faça o mesmo considerando uma quantidade fixa de calor adicionada ao ar.

Capítulo

15

Reações Químicas

Nos capítulos anteriores limitamos nosso exame aos sistemas não reativos – aqueles cuja composição química permanece inalterada durante um processo. Vimos que isso também ocorre nos processos de mistura, durante os quais uma mistura homogênea se forma por meio de dois ou mais fluidos sem que ocorra nenhuma reação química. Neste capítulo, tratamos especificamente dos sistemas cuja composição química varia durante um processo, ou seja, os sistemas que envolvem *reações químicas*.

Ao lidarmos com sistemas não reativos, precisamos levar em conta apenas a *energia interna sensível* (associada a mudanças de temperatura e pressão) e a *energia interna latente* (associada a mudanças de fase). Ao lidarmos com os sistemas reativos, porém, também precisamos levar em conta a *energia interna química*, que é aquela associada à destruição e formação de ligações químicas entre os átomos. As relações de balanço de energia desenvolvidas para os sistemas não reagentes se aplicam igualmente aos sistemas reagentes, mas os termos de energia neste último caso devem incluir a energia química do sistema.

Neste capítulo nos concentramos em um tipo particular de reação química, conhecido como *combustão*, por causa de sua importância para a engenharia. Mas o leitor deve lembrar que os princípios desenvolvidos se aplicam da mesma forma a outras reações químicas.

Iniciamos este capítulo com uma discussão geral sobre combustíveis e combustão. Em seguida, aplicamos os balanços de massa e energia aos sistemas reativos. Nesse contexto, discutimos a temperatura adiabática de chama, que é a mais alta que uma mistura reagente pode atingir. Finalmente, examinamos os aspectos da segunda lei aplicados às reações químicas.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Ter uma visão geral sobre combustíveis e combustão.
- Aplicar a conservação de massa aos sistemas reativos para determinar equações de reação balanceadas.
- Definir os parâmetros utilizados na análise da combustão, como a relação entre ar e combustível, o percentual de ar teórico e a temperatura do ponto de orvalho.
- Aplicar balanços de energia a sistemas reativos, tanto para volumes de controle em regime permanente como para sistemas de massa fixa.
- Calcular a entalpia da reação, a entalpia da combustão e o poder calorífico dos combustíveis.
- Determinar a temperatura adiabática de chama das misturas reativas.
- Calcular a variação da entropia dos sistemas reativos.
- Analisar os sistemas reativos sob a perspectiva da segunda lei.

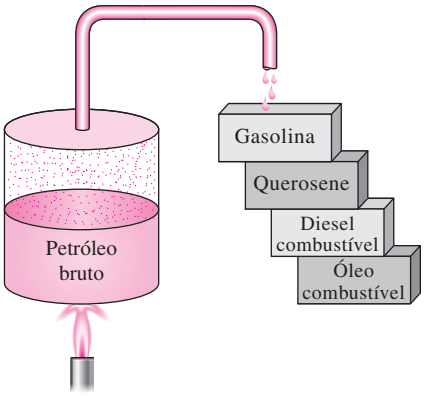


FIGURA 15–1 A maioria dos combustíveis líquidos de hidrocarbonetos é obtida do petróleo bruto por destilação.

15–1 COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO

Todo material que pode ser queimado para liberar energia térmica é chamado de **combustível**. A maioria dos combustíveis conhecidos são primariamente constituídos de hidrogênio e carbono. Eles são chamados de **combustíveis de hidrocarbonetos** e indicados pela fórmula geral C_nH_m. Os combustíveis de hidrocarbonetos existem em todas as fases, e entre eles estão o carvão, a gasolina e o gás natural.

O principal constituinte do carvão é o carbono. O carvão também contém quantidades variáveis de oxigênio, hidrogênio, nitrogênio, enxofre, umidade e cinzas (pó vulcânico). É difícil fazer uma análise exata da massa do carvão, uma vez que sua composição varia consideravelmente de uma área geográfica para outra e até mesmo dentro da mesma localização geográfica. A maior parte dos combustíveis de hidrocarbonetos é uma mistura de vários hidrocarbonetos obtida do petróleo bruto por destilação (Fig. 15–1). Os hidrocarbonetos mais voláteis vaporizam primeiro, formando aquilo que conhecemos como gasolina. Os combustíveis menos voláteis obtidos durante a destilação são querosene, diesel combustível e óleo combustível. A composição de determinado combustível depende da fonte de petróleo bruto, bem como da refinaria.

Embora os combustíveis líquidos de hidrocarbonetos sejam misturas de muitos hidrocarbonetos diferentes, geralmente são considerados um único hidrocarboneto por conveniência. Por exemplo, a gasolina é tratada como **octano**, C_8H_{18}, e o diesel combustível como **dodecano**, $C_{12}H_{26}$. Outro combustível comum de hidrocarboneto líquido é o **álcool metílico**, CH_3OH, que também é chamado de *metanol* e é usado em algumas misturas com gasolina. O gás natural, combustível de hidrocarbonetos gasosos, é uma mistura de metano e pequenas quantidades de outros gases, e quase sempre é tratado como **metano**, CH_4, por questão de simplicidade.

O gás natural é produzido a partir de poços de gás ou petróleo ricos em gás natural. Ele é composto principalmente por metano, mas também contém pequenas quantidades de etano, propano, hidrogênio, hélio, dióxido de carbono, nitrogênio, sulfato de hidrogênio e vapor de água. Em veículos, é armazenado na fase gasosa a pressões de 150 atm a 250 atm como gás natural comprimido (GNC) ou na fase líquida a $-162\ ^\circ C$ como gás natural liquefeito (GNL). Mais de meio milhão de veículos no mundo, principalmente ônibus, são movidos a gás natural. O gás liquefeito de petróleo (GLP) é um subproduto do processamento do gás natural ou do refino do petróleo bruto e, como é constituído de propano principalmente, é assim chamado. Entretanto, ele também contém quantidades variadas de butano, propileno e butilenos. O propano normalmente é usado em frotas de veículos, táxis, ônibus escolares e carros particulares. O etanol é obtido de milho, grãos e resíduos orgânicos. O metanol é produzido principalmente do gás natural, mas também pode ser obtido do carvão e da biomassa. Ambos os álcoois normalmente são usados como aditivos na gasolina oxigenada e nos combustíveis reformulados para reduzir a poluição do ar.

Os veículos são uma das maiores fontes de poluentes do ar, como os óxidos nítricos, o monóxido de carbono e os hidrocarbonetos, bem como o dióxido de carbono, o gás do efeito estufa. Dessa forma, cada vez mais a indústria de transportes troca os combustíveis tradicionais à base de petróleo, como a gasolina e o diesel, pelos *combustíveis alternativos* de queima mais limpa e menos prejudiciais ao ambiente, como o gás natural, os álcoois (etanol e metanol), o gás liquefeito de petróleo (GLP) e o hidrogênio. O uso de carros elétricos e híbridos também está aumentando. A Tab. 15–1 faz uma comparação entre alguns

TABELA 15–1

Uma comparação entre alguns combustíveis alternativos e os combustíveis tradicionais derivados de petróleo utilizados em transportes

Combustível	Conteúdo de energia kJ/L	Equivalência da gasolina,* L/L-gasolina
Gasolina	31.850	1
Diesel leve	33.170	0,96
Diesel pesado	35.800	0,89
GLP (gás liquefeito de petróleo, principalmente propano)	23.410	1,36
Etanol (ou álcool etílico)	29.420	1,08
Metanol (ou álcool metílico)	18.210	1,75
GNC (gás natural comprimido, principalmente metano, a 200 atm)	8.080	3,94
GNL (gás natural liquefeito, principalmente metano)	20.490	1,55

**Quantidade de combustível cujo conteúdo de energia é igual ao conteúdo de energia de 1 L de gasolina.*

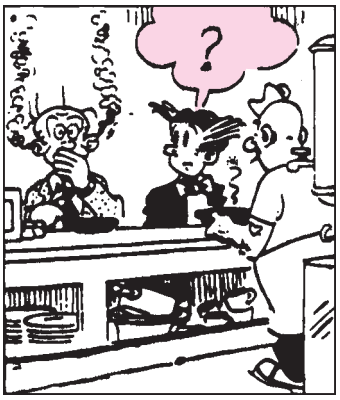


FIGURA 15–2 A combustão é uma reação química durante a qual um combustível é oxidado e uma grande quantidade de energia é liberada.

BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

combustíveis alternativos usados em transportes e a gasolina. Observe que o conteúdo de energia dos combustíveis alternativos por unidade de volume é menor do que aquele da gasolina ou do diesel combustível; portanto, a autonomia de um veículo com tanque cheio é menor quando o combustível usado é alternativo. Da mesma maneira, ao compararmos o custo, temos que uma medida realista é o custo por unidade de energia, e não o custo por unidade de volume. Por exemplo, o metanol a um custo unitário de US$ 1,20/L pode parecer mais barato do que a gasolina a US$ 1,80/L, mas isso não acontece, pois o custo de 10.000 kJ de energia é de US$ 0,57 para a gasolina e de US$ 0,66 para o metanol.

Uma reação química durante a qual um combustível é oxidado e uma grande quantidade de energia é liberada chama-se **combustão** (Fig. 15–2). Com frequência, por motivos óbvios, o oxidante mais usado nos processos de combustão é o ar – gratuito e amplamente disponível. O oxigênio puro O_2 é usado como oxidante apenas em algumas aplicações especializadas, como corte e solda, nas quais o ar não pode ser empregado. Assim, faremos algumas considerações sobre a composição do ar.

Em mol ou em uma unidade de volume, o ar seco é composto de 20,9% de oxigênio, 78,1% de nitrogênio, 0,9% de argônio e pequenas quantidades de dióxido de carbono, hélio, neônio e hidrogênio. Na análise dos processos de combustão, o argônio do ar é tratado como nitrogênio e os gases que existem em quantidades muito pequenas são desconsiderados. Assim, a composição do ar seco pode ser aproximada para uma proporção de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em mols. Cada mol de oxigênio que entra em uma câmara de combustão é acompanhado por 0,79/0,21 = 3,76 mols de nitrogênio (Fig. 15–3). Ou seja,

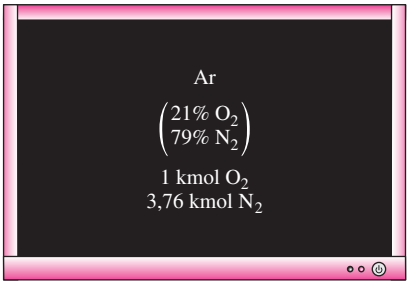


FIGURA 15–3 Cada kmol de O_2 do ar é acompanhado por 3,76 kmol de N_2.

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3{,}76 \text{ kmol } N_2 = 4{,}76 \text{ kmol ar} \qquad \textbf{(15–1)}$$

Durante a combustão, o nitrogênio se comporta como um gás inerte e não reage com outros elementos, além de formar uma quantidade muito pequena de óxidos nítricos. Entretanto, mesmo assim a presença do nitrogênio afeta bastante o resultado de um processo de combustão, uma vez que o nitrogênio geralmente entra em uma câmara de combustão em grandes quantidades a baixas temperaturas e sai a temperaturas consideravelmente mais altas, absorvendo uma grande proporção

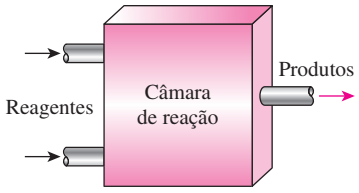


FIGURA 15–4 Em um processo de combustão em regime permanente, os componentes que entram na câmara de reação são chamados de reagentes, e os que saem são chamados de produtos.

de energia química liberada durante a combustão. Em todo este capítulo, considere que o nitrogênio permanece perfeitamente inerte. Porém, lembre-se que em temperaturas muito altas, como aquelas encontradas nos motores de combustão interna, uma pequena fração de nitrogênio reage com o oxigênio, formando gases prejudiciais, como o óxido nítrico.

O ar que entra em uma câmara de combustão normalmente contém vapor de água (ou umidade), que também merece ser levada em conta. Na maioria dos processos de combustão, a umidade do ar e a H_2O formadas durante a combustão também podem ser tratadas como gases inertes, como o nitrogênio. Em temperaturas muito altas, porém, parte do vapor de água se dissocia em H_2 e O_2, bem como em H, O e OH. Quando os gases de combustão são resfriados abaixo da temperatura do ponto de orvalho do vapor de água, alguma umidade se condensa. É importante prever a temperatura do ponto de orvalho, uma vez que as gotas d'água quase sempre se combinam com o dióxido de enxofre que pode estar presente nos gases de combustão, formando ácido sulfúrico, que é altamente corrosivo.

Durante um processo de combustão, os componentes que existem antes da reação são chamados de **reagentes**, e os que existem após a reação são chamados de **produtos** (Fig. 15–4). Considere, por exemplo, a combustão de 1 kmol de carbono com 1 kmol de oxigênio puro, formando o dióxido de carbono,

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \qquad \textbf{(15–2)}$$

Nesse exemplo, C e O_2 são reagentes, uma vez que existem antes da combustão, e o CO_2 é o produto, uma vez que existe após a combustão. Observe que um reagente não precisa reagir quimicamente na câmara de combustão. Por exemplo, se o carbono for queimado com ar em vez de oxigênio puro, ambos os lados da equação de combustão incluirão o N_2. Ou seja, o N_2 aparecerá como reagente e como produto.

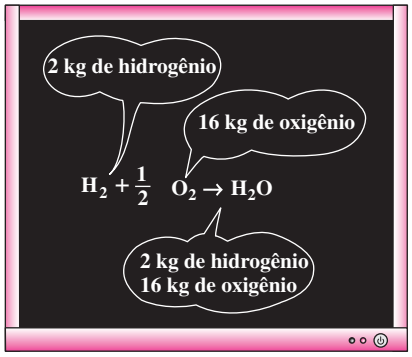


FIGURA 15–5 A massa (e o número de átomos) de cada elemento é conservada durante uma reação química.

Também devemos mencionar que colocar um combustível em contato com o oxigênio não é suficiente para iniciar um processo de combustão. (Ainda bem que não. Caso contrário, todo o mundo já estaria em chamas.) O combustível deve ser levado até acima de sua **temperatura de ignição** para iniciar a combustão. As temperaturas mínimas de ignição das diversas substâncias no ar atmosférico são de aproximadamente 260 °C para a gasolina, 400 °C para o carbono, 580 °C para o hidrogênio, 610 °C para o monóxido de carbono e 630 °C para o metano. Além disso, as proporções entre combustível e ar devem estar dentro do intervalo adequado para que a combustão se inicie. Por exemplo, o gás natural não queima no ar com concentrações menores do que 5% ou maiores do que aproximadamente 15%.

Como você deve estar lembrado de seus cursos de química, as equações químicas são balanceadas com base no **princípio da conservação de massa** (ou **balanço de massa**), que pode ser enunciado da seguinte maneira: *a massa total de cada elemento é conservada durante uma reação química* (Fig. 15–5). Ou seja, a massa total de cada elemento no lado direito da equação da reação (os produtos) deve ser igual à massa total desse elemento no lado esquerdo (os reagentes), embora os elementos existam em compostos químicos diferentes nos reagentes e produtos. Da mesma forma, o número total de átomos de cada elemento é conservado durante uma reação química, uma vez que o número total de átomos é igual à massa total do elemento dividida por sua massa atômica.

Por exemplo, ambos os lados da Eq. 15–2 contêm 12 kg de carbono e 32 kg de oxigênio, embora o carbono e o oxigênio existam como elementos nos reagentes

e como um composto no produto. Da mesma forma, a massa total dos reagentes é igual à massa total dos produtos, e cada uma é de 44 kg. (É prática comum arredondar as massas molares até o inteiro mais próximo se não for necessária precisão maior.) Entretanto, observe que o número total de mols dos reagentes (2 kmol) não é igual ao número total de mols dos produtos (1 kmol). Ou seja, *o número total de mols não se conserva durante uma reação química.*

Uma quantidade muito usada na análise dos processos de combustão para quantificar as quantidades de combustível e ar é a **razão** AC: **ar/combustível**. Em geral, ela é expressa em base mássica e é definida como *a razão entre a massa do ar e a massa do combustível* para um processo de combustão (Fig. 15–6). Ou seja,

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{combustível}}} \qquad \textbf{(15–3)}$$

A massa m de uma substância está relacionada ao número de mols N pela relação $m = NM$, onde M é a massa molar.

A razão ar/combustível também pode ser expressa em mols como a razão entre o número de mols do ar e o número de mols do combustível. Mas utilizaremos a primeira definição. A recíproca da razão ar/combustível é chamada de **razão combustível/ ar**.

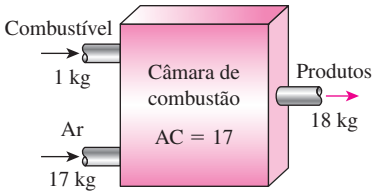


FIGURA 15–6 A razão ar/combustível (AC) representa a quantidade de ar usada por unidade de massa de combustível durante um processo de combustão.

EXEMPLO 15–1 Balanço de uma equação de combustão

Um kmol de octano (C_8H_{18}) é queimado com ar que contém 20 kmol de O_2, como mostra a Fig. 15–7. Admitindo que os produtos contenham apenas CO_2, H_2O, O_2 e N_2, determine o número de mols de cada gás dos produtos e a razão ar/combustível desse processo de combustão.

SOLUÇÃO A quantidade de combustível e a quantidade de oxigênio são dadas. A quantidade de produtos e a razão AC devem ser determinadas.

Hipótese Os produtos de combustão contêm apenas CO_2, H_2O, O_2 e N_2.

Propriedades A massa molar do ar é $M_{\text{ar}} = 28{,}97$ kg/kmol $\cong$ 29,0 kg/kmol (Tab. A–1).

Análise A equação química desse processo de combustão pode ser escrita como

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zO_2 + wN_2$$

onde os termos entre parênteses representam a composição do ar seco que contém 1 kmol de O_2 e x, y, z, e w representam os números de mols dos gases dos produtos. Essas incógnitas são determinadas pela aplicação do balanço de massa a cada um dos elementos – ou seja, exigindo que a massa total ou o número de mols de cada elemento dos reagentes seja igual àquele dos produtos:

$$\begin{aligned}
&\text{C:} && 8 = x && \rightarrow && x = \mathbf{8}\\
&\text{H:} && 18 = 2y && \rightarrow && y = \mathbf{9}\\
&\text{O:} && 20 \times 2 = 2x + y + 2z && \rightarrow && z = \mathbf{7{,}5}\\
&N_2\text{:} && (20)(3{,}76) = w && \rightarrow && w = \mathbf{75{,}2}
\end{aligned}$$

(*continua*)

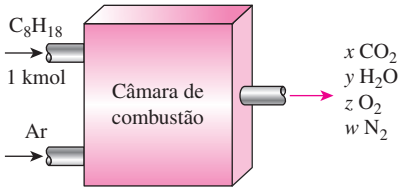


FIGURA 15–7 Esquema para o Exemplo 15–1.

(continuação)

Substituindo os valores na equação, temos

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 7{,}5O_2 + 75{,}2N_2$$

Observe que o coeficiente 20 desta equação de balanço representa o número de mols do *oxigênio* e não o número de mols do ar. Este último número é obtido pela adição de $20 \times 3{,}76 = 75{,}2$ mols de nitrogênio aos 20 mols de oxigênio, resultando em um total de 95,2 mols de ar. A razão ar/combustível (AC) é determinada na Eq. 15–3, tomando a razão entre a massa do ar e a massa do combustível,

$$\begin{aligned} AC &= \frac{m_{ar}}{m_{combustível}} = \frac{(NM)_{ar}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}} \\ &= \frac{(20 \times 4{,}76\ \text{kmol})(29\ \text{kg/kmol})}{(8\ \text{kmol})(12\ \text{kg/kmol}) + (9\ \text{kmol})(2\ \text{kg/kmol})} \\ &= \mathbf{24{,}2\ kg\ ar\ /kg\ combustível} \end{aligned}$$

Ou seja, 24,2 kg de ar são usados para queimar cada quilograma de combustível durante esse processo de combustão.

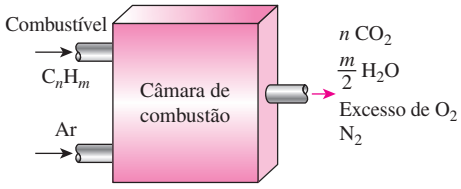


FIGURA 15–8 Um processo de combustão está completo quando todos os componentes do combustível que podem entrar em combustão são queimados até o final.

15–2 PROCESSOS DE COMBUSTÃO TEÓRICOS E REAIS

É sempre útil estudar o processo de combustão de um combustível quando se admite que ela é completa. Um processo de combustão está **completo** quando todo o carbono do combustível é queimado para CO_2, todo o hidrogênio é queimado para H_2O e todo o enxofre (se houver) é queimado para SO_2. Ou seja, todos os componentes que podem entrar em combustão de um combustível são queimados até o final durante um processo completo de combustão (Fig. 15–8). Da mesma forma, o processo de combustão é **incompleto** se os produtos da combustão contêm combustível não queimado, como C, H_2, CO ou OH.

O *oxigênio insuficiente* é um motivo óbvio para a combustão incompleta, mas não é o único. A combustão incompleta ocorre mesmo quando há mais oxigênio presente na câmara de combustão do que o oxigênio necessário para a combustão completa. Isso pode ser atribuído à mistura insuficiente na câmara de combustão durante o tempo limitado em que o combustível e o oxigênio estão em contato. Outra causa da combustão incompleta é a *dissociação*, que se torna importante em altas temperaturas.

O oxigênio tem uma tendência muito maior de se combinar ao hidrogênio do que ao carbono. Assim, o hidrogênio do combustível normalmente queima até o final, formando o H_2O, mesmo quando há menos oxigênio do que o necessário para a completa combustão. Parte do carbono, porém, acaba como CO ou apenas como partículas simples de C (fuligem) nos produtos.

A quantidade mínima de ar necessária para a completa combustão de um combustível é chamada de **ar estequiométrico** ou **ar teórico**. Assim, quando um combustível é queimado completamente com o ar teórico, nenhum oxigênio não combinado está presente nos gases do produto. O ar teórico também é chamado de *quantidade de ar quimicamente correta*, ou *100% ar teórico*. Um

processo de combustão com uma quantidade de ar menor que o ar teórico necessário está fadado a ser incompleto. O processo de combustão ideal durante o qual um combustível é completamente queimado com o ar teórico é chamado de **combustão estequiométrica** ou **combustão teórica** daquele combustível (Fig. 15–9). A combustão teórica do metano, por exemplo, é

$$CH_4 + 2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2$$

Observe que os produtos da combustão teórica não contêm metano não queimado e nenhum C, H_2, CO, OH ou O_2 livre.

Nos processos de combustão real é prática comum usar mais ar do que a quantidade estequiométrica para aumentar as chances de combustão completa ou para controlar a temperatura da câmara de combustão. A quantidade de ar acima da estequiométrica é chamada de **excesso de ar**. A quantidade excedente de ar geralmente é expressa em relação ao ar estequiométrico como **percentual de excesso de ar** ou **percentual de ar teórico**. Por exemplo, 50% de excesso de ar é equivalente a 150% de ar teórico, e 200% de excesso de ar é equivalente a 300% de ar teórico. Obviamente, o ar estequiométrico pode ser expresso como 0% de excesso de ar ou 100% de ar teórico. Quantidades de ar menores do que a quantidade estequiométrica são chamadas de **deficiência de ar** e são expressas como **percentual de deficiência de ar**. Por exemplo, 90% do ar teórico corresponde a 10% de deficiência de ar. A quantidade de ar usada nos processos de combustão também é expressa pela **taxa de equivalência**, que é a relação entre a razão real combustível/ar e a razão estequiométrica combustível/ar.

A previsão da composição dos produtos é relativamente fácil quando o processo de combustão é tido como completo e as quantidades exatas de combustível e ar utilizadas são conhecidas. Nesse caso, basta aplicar o balanço de massa a cada elemento que aparece na equação de combustão, sem precisar tomar nenhuma medida. Entretanto, as coisas não são tão simples quando se lida com processos reais de combustão, e por um único motivo: os processos reais de combustão dificilmente são completos, mesmo na presença de excesso de ar. Portanto, é impossível prever a composição dos produtos com base apenas no balanço de massa. Assim, a única alternativa que temos é medir a quantidade de cada componente diretamente nos produtos.

Um dispositivo muito usado para analisar a composição dos gases de combustão é o **analisador de gás de Orsat**. Nesse dispositivo, uma amostra dos gases de combustão é coletada e resfriada à temperatura e à pressão ambientes, ponto em que seu volume é medido. Em seguida, a amostra é colocada em contato com um produto químico que absorve o CO_2. Os gases restantes são restituídos à temperatura e à pressão ambiente, e o novo volume que eles ocupam é medido. A relação entre a redução de volume e o volume original é a fração de volume do CO_2, que é equivalente à fração molar se o comportamento de gás ideal for admitido (Fig. 15–10). As frações de volume dos outros gases são determinadas pela repetição desse procedimento. Na análise de Orsat, a amostra de gás é coletada e mantida em contato com a água, de modo que permaneça saturada durante todo o tempo. Assim, a pressão do vapor de água permanece constante durante todo o teste. Por esse motivo, a presença de vapor de água na câmara de teste é ignorada e os dados são reportados em base seca. Entretanto, a quantidade de H_2O formada durante a combustão é facilmente determinada pelo balanceamento da equação de combustão.

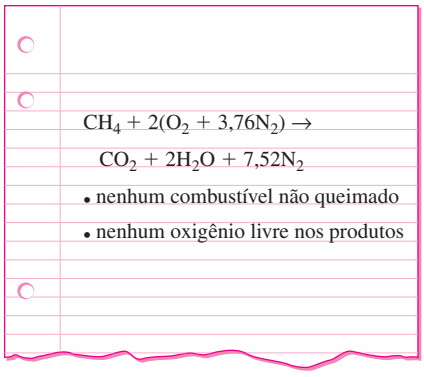
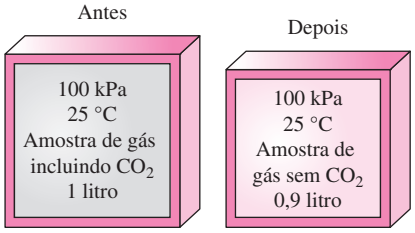


FIGURA 15–9 O processo completo de combustão sem nenhum oxigênio livre nos produtos é chamado de combustão teórica.



$$y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V} = \frac{0{,}1}{1} = 0{,}1$$

FIGURA 15–10 Determinação da fração molar do CO_2 nos gases de combustão usando o analisador de gás de Orsat.

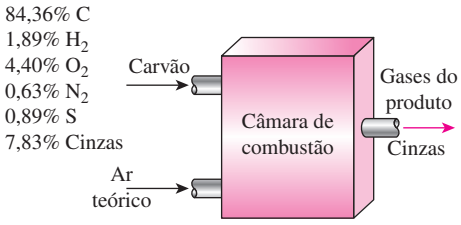


FIGURA 15–11 Esquema para o Exemplo 15–2.

EXEMPLO 15–2 Combustão do carvão com ar teórico

Uma determinada quantidade de carvão da Pensilvânia, em uma análise final (em massa), possui 84,36 % de C, 1,89 % de H_2, 4,40% de O_2, 0,63 % de N_2, 0,89% de S e 7,83 % de cinzas (não combustíveis). Esse carvão é queimado com uma quantidade de ar teórico (Fig. 15–11). Desconsiderando o teor de cinzas, determine as frações molares dos produtos e da massa molar aparente dos gases dos produtos. Determine também a razão ar-combustível necessária para este processo de combustão.

SOLUÇÃO Uma determinada quantidade de carvão, com uma análise de massa conhecida, é queimada com uma quantidade de ar teórico. As frações molares dos gases do produto, sua massa molar aparente e a razão ar-combustível devem ser determinadas.

Hipóteses **1** A combustão é estequiométrica e, portanto, completa. **2** Os produtos da combustão contêm somente CO_2, H_2O, SO_2, N_2 (as cinzas são desprezadas). **3** Os gases da combustão são gases ideais.

Análise As massas molares do C, H_2, O_2, N_2, S e o ar são 12, 2, 32, 28, 32 e 29 kg/kmol respectivamente (Tab. A–1). Consideremos 100 kg de carvão para simplificar. Observando que os percentuais em massa correspondem às massas dos constituintes neste caso, o número de mols dos constituintes do carvão são determinados por

$$N_C = \frac{m_C}{M_C} = \frac{84{,}36\ \text{kg}}{12\ \text{kg/kmol}} = 7{,}030\ \text{kmol}$$

$$N_{H2} = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} = \frac{1{,}89\ \text{kg}}{2\ \text{kg/kmol}} = 0{,}9450\ \text{kmol}$$

$$N_{O2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{4{,}40\ \text{kg}}{32\ \text{kg/kmol}} = 0{,}1375\ \text{kmol}$$

$$N_{N2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{0{,}63\ \text{kg}}{28\ \text{kg/kmol}} = 0{,}0225\ \text{kmol}$$

$$N_S = \frac{m_S}{M_S} = \frac{0{,}89\ \text{kg}}{32\ \text{kg/kmol}} = 0{,}0278\ \text{kmol}$$

As cinzas consistem em matéria não combustível no carvão. Portanto, a massa de cinzas que entra na câmara de combustão é igual à massa que sai. Desprezando este componente não reativo para simplificar, a equação da combustão pode ser escrita como

$$7{,}03C + 0{,}945H_2 + 0{,}1375O_2 + 0{,}0225N_2 + 0{,}0278S + a_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zSO_2 + wN_2$$

Determinando os balanços de massa para os constituintes temos:

C balanço: $x = 7{,}03$
H_2 balanço: $y = 0{,}945$
S balanço: $z = 0{,}0278$
O_2 balanço: $0{,}1375 + a_t = x + 0{,}5y + z \rightarrow a_t = 7{,}393$
N_2 balanço: $w = 0{,}0225 + 3{,}76a_t = 0{,}0225 + 3{,}76 \times 7{,}393 = 27{,}82$

Substituindo os termos, a equação balanceada da combustão sem as cinzas torna-se

$$7{,}03C + 0{,}945H_2 + 0{,}1375O_2 + 0{,}0225N_2 + 0{,}0278S + 7{,}393(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 7{,}03CO_2 + 0{,}945H_2O + 0{,}0278SO_2 + 27{,}82N_2$$

As frações molares dos gases dos produtos são determinados assim:

$$N_{prod} = 7{,}03 + 0{,}945 + 0{,}0278 + 27{,}82 = 35{,}82 \text{ kmol}$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{prod}} = \frac{7{,}03 \text{ kmol}}{35{,}82 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}1963}$$

$$y_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{prod}} = \frac{0{,}945 \text{ kmol}}{35{,}82 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}02638}$$

$$y_{SO_2} = \frac{N_{SO_2}}{N_{prod}} = \frac{0{,}0278 \text{ kmol}}{35{,}82 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}000776}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{prod}} = \frac{27{,}82 \text{ kmol}}{35{,}82 \text{ kmol}} = \mathbf{0{,}7767}$$

Então, a massa molar aparente dos gases dos produtos torna-se

$$M_{prod} = \frac{m_{prod}}{N_{prod}} = \frac{(7{,}03 \times 44 + 0{,}945 \times 18 + 0{,}0278 \times 64 + 27{,}82 \times 28)\text{kg}}{35{,}82 \text{ kmol}}$$

$$= \mathbf{30{,}9 \text{ kg/kmol}}$$

Finalmente, a razão ar-combustível é determinada da sua definição, sendo

$$\text{AC} = \frac{m_{ar}}{m_{combustível}} = \frac{(7{,}393 \times 4{,}76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{100 \text{ kg}} = \mathbf{10{,}2 \text{ kg ar/combustível}}$$

Ou seja, 10,2 kg massa de ar é fornecida para cada kg de carvão na fornalha.

Discussão Poderíamos também resolver este problema considerando apenas 1 kg de carvão, e ainda obteríamos os mesmos resultados. Mas aí teríamos que lidar com frações muito pequenas nos cálculos.

EXEMPLO 15–3 Combustão de um combustível gasoso com ar úmido

Um determinado gás natural tem a seguinte análise volumétrica: 72% de CH_4, 9% de H_2, 14% de N_2, 2% de O_2 e 3% de CO_2. Esse gás é queimado com a quantidade estequiométrica de ar que entra na câmara de combustão a 20 °C, 1 atm e 80% de umidade relativa, como mostra a Fig. 15–12. Considerando a combustão completa e uma pressão total de 1 atm, determine a temperatura do ponto de orvalho dos produtos.

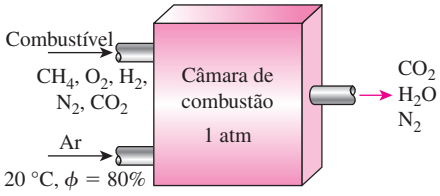


FIGURA 15–12 Esquema para o Exemplo 15–3.

SOLUÇÃO Um combustível gasoso é queimado com a quantidade estequiométrica do ar úmido. A temperatura do ponto de orvalho dos produtos deve ser determinada.

Hipóteses **1** O combustível é completamente queimado, e por isso todo o carbono do combustível queima resultando em CO_2, e todo o hidrogênio resulta em H_2O. **2** O combustível é queimado com a quantidade estequiométrica do ar; portanto, não existe nenhum O_2 livre nos gases do produto. **3** Os gases de combustão são gases ideais.

Propriedades A pressão de saturação da água a 20 °C é de 2,3392 kPa (Tab. A–4).

Análise Observamos que a umidade do ar não reage com nada; ela apenas aparece como H_2O adicional nos produtos. Assim, por questão de simplicidade, balanceamos

(*continua*)

(*continuação*)

a equação da combustão usando ar seco e depois adicionamos a umidade a ambos os lados da equação.

Considerando 1 kmol de combustível,

$$\overbrace{(0{,}72CH_4 + 0{,}09H_2 + 0{,}14N_2 + 0{,}02O_2 + 0{,}03CO_2)}^{\text{combustível}} + \overbrace{a_t\,(O_2 + 3{,}76N_2)}^{\text{ar seco}} \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2$$

Os coeficientes desconhecidos da equação anterior são determinados a partir dos balanços de massa dos diversos elementos,

$$\begin{aligned}
&\text{C:} && 0{,}72 + 0{,}03 = x && \rightarrow && x = 0{,}75\\
&\text{H:} && 0{,}72 \times 4 + 0{,}09 \times 2 = 2y && \rightarrow && y = 1{,}53\\
&O_2\text{:} && 0{,}02 + 0{,}03 + a_t = x + \frac{y}{2} && \rightarrow && a_t = 1{,}465\\
&N_2\text{:} && 0{,}14 + 3{,}76a_t = z && \rightarrow && z = 5{,}648
\end{aligned}$$

A seguir, determinamos a quantidade de umidade que acompanha $4{,}76a_{th} = (4{,}76)(1{,}465) = 6{,}97$ kmol de ar seco. A pressão parcial da umidade do ar é

$$P_{v,\,ar} = \phi_{ar}\,P_{sat\,@\,20\,^\circ C} = (0{,}80)(2{,}3392\ \text{kPa}) = 1{,}871\ \text{kPa}$$

Admitindo o comportamento de gás ideal, o número de mols da umidade do ar é

$$N_{v,\,ar} = \left(\frac{P_{v,\,ar}}{P_{total}}\right) N_{total} = \left(\frac{1{,}871\ \text{kPa}}{101{,}325\ \text{kPa}}\right)(6{,}97 + N_{v,ar})$$

que resulta em

$$N_{v,\,ar} = 0{,}131\ \text{kmol}$$

A equação balanceada da combustão é obtida pela substituição dos coeficientes determinados anteriormente com a adição de 0,131 kmol de H_2O nos dois lados da equação:

$$\overbrace{(0{,}72CH_4 + 0{,}09H_2 + 0{,}14N_2 + 0{,}02O_2 + 0{,}03CO_2)}^{\text{combustível}} + \overbrace{1{,}465(O_2 + 3{,}76N_2)}^{\text{ar seco}} + \overbrace{0{,}131H_2O}^{\text{umidade}} \rightarrow 0{,}75CO_2 + \overbrace{1{,}661H_2O}^{\text{inclui umidade}} + 5{,}648N_2$$

A temperatura do ponto de orvalho dos produtos é aquela na qual o vapor de água dos produtos começa a condensar à medida que os produtos são resfriados. Admitindo novamente o comportamento de gás ideal, a pressão parcial do vapor de água dos gases de combustão é

$$P_{v,\,prod} = \left(\frac{N_{v,\,prod}}{N_{prod}}\right) P_{prod} = \left(\frac{1{,}661\ \text{kmol}}{8{,}059\ \text{kmol}}\right)(101{,}325\ \text{kPa}) = 20{,}88\ \text{kPa}$$

Assim,

$$T_{po} = T_{sat\,@\,20{,}88\ \text{kPa}} = \mathbf{60{,}9\ ^\circ C}$$

Discussão Se o processo de combustão fosse atingido pelo ar seco e não pelo ar úmido, os produtos conteriam menos umidade, e neste caso a nova temperatura de orvalho seria 59,5 °C.

EXEMPLO 15–4 Análise de combustão reversa

O octano (C_8H_{18}) é queimado com ar seco. A análise volumétrica dos produtos em base seca (Fig. 15–13) é

CO_2:	10,02 %
O_2:	5,62 %
CO:	0,88 %
N_2:	83,48 %

Determine (*a*) a razão ar/combustível, (*b*) a porcentagem do ar teórico utilizado e (*c*) a quantidade de H_2O que condensa à medida que os produtos são resfriados até 25 °C a 100 kPa.

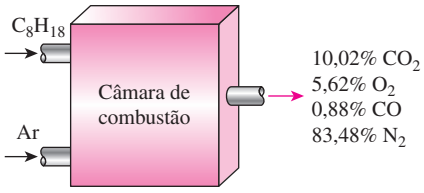


FIGURA 15–13 Esquema para o Exemplo 15–4.

SOLUÇÃO Os produtos de combustão, cuja composição é dada, são resfriados até 25 °C. O AC, o percentual de ar teórico utilizado e a fração de vapor de água que condensa devem ser determinados.

Hipótese Os gases de combustão são gases ideais.

Propriedades A pressão de saturação da água a 25 °C é 3,1698 kPa (Tab. A–4).

Análise Observe que sabemos qual é a composição relativa dos produtos, mas não sabemos quanto combustível ou ar é usado durante o processo de combustão. Entretanto, eles podem ser determinados com os balanços de massa. A H_2O dos gases de combustão começará a condensar quando a temperatura cair até a temperatura do ponto de orvalho.

Para os gases ideais, as frações de volume são equivalentes às frações molares. Considerando 100 kmol de produto seco, a equação de combustão pode ser escrita como

$$x C_8H_{18} + a(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 10{,}02CO_2 + 0{,}88CO + 5{,}62O_2 + 83{,}48N_2 + bH_2O$$

Os coeficientes desconhecidos *x*, *a* e *b* são determinados com os balanços de massa,

$$\begin{aligned}
&N_2: && 3{,}76a = 83{,}48 && \rightarrow && a = 22{,}20\\
&C: && 8x = 10.02 + 0.88 && \rightarrow && x = 1{,}36\\
&H: && 18x = 2b && \rightarrow && b = 12{,}24\\
&O_2: && a = 10{,}02 + 0{,}44 + 5{,}62 + \frac{b}{2} && \rightarrow && 22{,}20 = 22{,}20
\end{aligned}$$

O balanço de O_2 não é necessário, mas pode ser usado para verificar os valores obtidos dos outros balanços de massa, como fizemos anteriormente. Substituindo os valores, obtemos

$$1{,}36C_8H_{18} + 22{,}2(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 10{,}02CO_2 + 0{,}88CO + 5{,}62O_2 + 83{,}48N_2 + 12{,}24H_2O$$

A equação de combustão para 1 kmol de combustível é obtida pela divisão da equação anterior por 1,36,

$$C_8H_{18} + 16{,}32(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 7{,}37CO_2 + 0{,}65CO + 4{,}13O_2 + 61{,}38N_2 + 9H_2O$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*a*) A razão ar/combustível é determinada tomando a relação entre a massa do ar e a massa do combustível (Eq. 15–3),

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{combustível}}} = \frac{(16{,}32 \times 4{,}76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \mathbf{19{,}76 \text{ kg ar/kg combustível}}$$

(*b*) Para encontrarmos a porcentagem de ar teórico usada, precisamos conhecer a quantidade teórica de ar, que é determinada por meio da equação de combustão teórica do combustível,

$$C_8H_{18} + a_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 3{,}76a_tN_2$$

O_2: $\qquad a_t = 8 + 4{,}5 \rightarrow a_t = 12{,}5$

Assim,

$$\text{Porcentagem de ar teórico} = \frac{m_{\text{ar, real}}}{m_{\text{ar, t}}} = \frac{N_{\text{ar, real}}}{N_{\text{ar, t}}}$$

$$= \frac{(16{,}32)(4{,}76) \text{ kmol}}{(12{,}50)(4{,}76) \text{ kmol}}$$

$$= \mathbf{131\%}$$

Ou seja, 31% de excesso de ar foi usado durante esse processo de combustão. Observe que parte do carbono formou monóxido de carbono, embora houvesse uma quantidade consideravelmente maior de oxigênio do que o necessário para a combustão completa.

(*c*) Para cada kmol de combustível queimado, 7,37 + 0,65 + 4,13 + 61,38 + 9 = 82,53 kmol de produtos são formados, incluindo 9 kmol de H_2O. Admitindo que a temperatura de orvalho dos produtos está acima de 25 °C, parte do vapor de água condensará à medida que os produtos forem resfriados até 25 °C. Se N_a kmol de H_2O se condensar, haverá $(9 - N_a)$ kmol de vapor de água restante nos produtos. Como resultado, o número de mols dos produtos da fase gasosa também diminuirá para $82{,}53 - N_a$. Tratando os gases do produto (incluindo o vapor de água restante) como gases ideais, N_a é determinado relacionando-se a fração molar do vapor de água com a pressão parcial,

$$\frac{N_v}{N_{\text{prod, gás}}} = \frac{P_v}{P_{\text{prod}}}$$

$$\frac{9 - N_a}{82{,}53 - N_a} = \frac{3{,}1698 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}$$

$$N_a = \mathbf{6{,}59 \text{ kmol}}$$

Portanto, a maioria do vapor de água dos produtos (73% dele) condensa à medida que os gases do produto são resfriados até 25 °C.

15–3 ENTALPIA DE FORMAÇÃO E ENTALPIA DE COMBUSTÃO

Mencionamos no Cap. 2 que as moléculas de um sistema possuem energia em várias formas, como *energia sensível* e *energia latente* (associadas a uma alteração de estado), *energia química* (associada à estrutura molecular) e *energia nuclear* (associada à estrutura atômica), como ilustra a Fig. 15–14. Neste livro não pretendemos tratar da energia nuclear. Também ignoramos a energia química até agora, uma vez que os sistemas considerados nos capítulos anteriores não envolviam variações na estrutura química e, portanto, nenhuma alteração na energia química. Consequentemente, só precisávamos lidar com as energias sensível e latente.

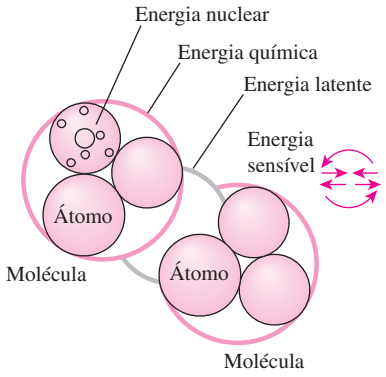


FIGURA 15–14 A forma microscópica de energia de uma substância consiste nas energias sensível, latente, química e nuclear.

Durante uma reação química, algumas ligações químicas que ligam os átomos em moléculas são quebradas e novas ligações se formam. Em geral, a energia química associada a essas ligações é diferente para os reagentes e os produtos. Portanto, um processo que envolve reações químicas envolve mudanças das energias químicas, o que deve ser levado em conta para um balanço de energia (Fig. 15–15). Admitindo que os átomos de cada reagente permanecem intactos (nenhuma reação nuclear) e desprezando as variações das energias cinética e potencial, a variação da energia de um sistema durante uma reação química deve-se a uma mudança no estado e a uma alteração na composição química. Ou seja,

$$\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta E_{\text{estado}} + \Delta E_{\text{quim}} \qquad \textbf{(15–4)}$$

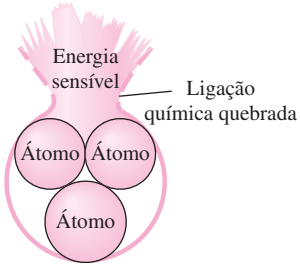


FIGURA 15–15 Quando as ligações químicas existentes são destruídas e novas ligações se formam durante um processo de combustão, geralmente uma grande quantidade de energia sensível é absorvida ou liberada.

Portanto, quando os produtos formados durante uma reação química saem da câmara de reação no estado da entrada dos reagentes, temos $\Delta E_{\text{estado}} = 0$, e a variação da energia do sistema neste caso é decorrente apenas das variações de sua composição química.

Em termodinâmica estamos preocupados com as *mudanças* da energia de um sistema durante um processo e não com os valores da energia em determinados estados. Assim, podemos optar por qualquer estado como referência e atribuir um valor zero à energia interna ou entalpia de uma substância naquele estado. Quando um processo não envolve alterações na composição química, o estado de referência selecionado não tem efeito sobre os resultados. Quando o processo envolve reações químicas, porém, a composição do sistema ao final de um processo não é mais igual àquela do início do processo. Neste caso é preciso ter um estado de referência comum para todas as substâncias. O estado de referência escolhido é 25 °C (77 °F) e 1 atm, que é conhecido como o **estado de referência padrão**. Os valores de propriedades no estado de referência padrão são indicados por um sobrescrito (°) (como $h°$ e $u°$).

Ao analisarmos os sistemas reagentes, devemos usar os valores de propriedades relativos ao estado de referência padrão. Entretanto, não é preciso preparar um novo conjunto de tabelas de propriedades com essa finalidade. Podemos usar as tabelas existentes subtraindo os valores de propriedades no estado de referência padrão dos valores no estado especificado. A entalpia do gás ideal de N_2 a 500 K com relação ao estado de referência padrão, por exemplo, é $\bar{h}_{500\text{ K}} - \bar{h}° = 14{,}581 - 8.669 = 5.912$ kJ/kmol.

Considere a formação do CO_2 com base em seus elementos, carbono e oxigênio, durante um processo de combustão em regime permanente (Fig. 15–16). O carbono e o oxigênio entram na câmara de combustão a 25 °C e 1 atm. O CO_2 formado

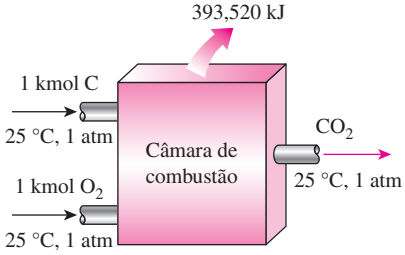


FIGURA 15–16 A formação do CO_2 durante um processo de combustão em regime permanente a 25 °C e 1 atm.

durante esse processo também sai da câmara de combustão a 25 °C e 1 atm. A combustão do carbono é uma *reação exotérmica* (uma reação durante a qual a energia química é liberada na forma de calor). Assim, parte do calor é transferida da câmara de combustão para a vizinhança desse processo, e corresponde a 393.520 kJ/kmol de CO_2 formado. (Quando trabalhamos com reações químicas, é mais conveniente trabalhar com quantidades por unidade de mol do que por unidade de tempo, mesmo para os processos em regime permanente.)

O processo descrito anteriormente não envolve interações de trabalho. Assim, considerando a relação de balanço de energia em regime permanente, a transferência de calor durante esse processo deve ser igual à diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes. Ou seja,

$$Q = H_{\text{prod}} - H_{\text{reag}} = -393.520 \text{ kJ/kmol} \qquad \textbf{(15–5)}$$

Como os reagentes e os produtos estão no mesmo estado, a variação da entalpia durante esse processo deve-se exclusivamente às alterações da composição química do sistema. Essa variação de entalpia é diferente para diferentes reações, e é muito desejável ter uma propriedade que represente as variações da energia química durante uma reação. Essa propriedade é a **entalpia da reação** h_R, que é definida como a *diferença entre a entalpia dos produtos em um estado especificado e a entalpia dos reagentes no mesmo estado, para uma reação completa*.

Nos processos de combustão, a entalpia da reação geralmente é chamada de **entalpia de combustão** h_C, que representa a quantidade de calor liberada durante um processo de combustão em regime permanente, quando 1 kmol (ou 1 kg) de combustível é queimado completamente a uma temperatura e pressão especificadas (Fig. 15–17). Ela é expressa como

$$h_R = h_C = H_{\text{prod}} - H_{\text{reag}} \qquad \textbf{(15–6)}$$

que é −393.520 kJ/kmol para o carbono no estado de referência padrão. A entalpia de combustão de determinado combustível é diferente em diferentes temperaturas e pressões.

Obviamente, a entalpia da combustão é uma propriedade muito útil para a análise dos processos de combustão dos combustíveis. Entretanto, há tantos combustíveis e misturas de combustíveis diferentes que não é prático relacionar os valores de h_C para todos os casos possíveis. Além disso, a entalpia da combustão não é muito útil quando a combustão é incompleta. Portanto, para uma abordagem mais prática seria necessário uma propriedade mais fundamental para representar a energia química de um elemento ou um composto em algum estado de referência. Essa propriedade é a **entalpia de formação** $\overline{h}_f$, que pode ser vista como *a entalpia de uma substância em um estado especificado devido à sua composição química*.

Para estabelecermos um ponto de partida, atribuímos à entalpia de formação de todos os elementos estáveis (como O_2, N_2, H_2 e C) o valor zero no estado de referência padrão a 25 °C e 1 atm. Ou seja, $\overline{h}_f = 0$ para todos os elementos estáveis. (Isso é como atribuir à energia interna da água líquida saturada um valor zero a 0,01 °C.) Talvez seja preciso esclarecer o que queremos dizer com *estável*. A forma estável de um elemento é simplesmente a forma quimicamente estável daquele elemento a 25 °C e 1 atm. O nitrogênio, por exemplo, existe na forma diatômica (N_2) a 25 °C e 1 atm. Portanto, a forma estável do nitrogênio no estado de referência padrão é o nitrogênio diatômico N_2, não o nitrogênio monatômico N. Se um

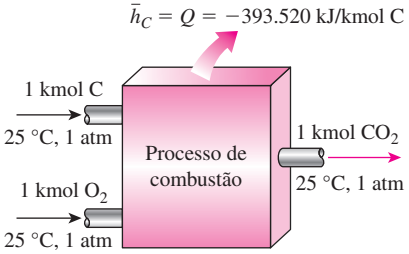


FIGURA 15–17 A entalpia da combustão representa a quantidade de energia liberada à medida que o combustível é queimado durante um processo em regime permanente em um estado especificado.

elemento existe em mais de uma forma estável a 25 °C e 1 atm, uma das formas deve ser especificada como a forma estável. Para o carbono, por exemplo, admite-se que a forma estável é o grafite, e não o diamante.

Agora reconsidere a formação do CO_2 (um composto) por meio de seus elementos C e O_2 a 25 °C e 1 atm durante um processo em regime permanente. A variação da entalpia durante esse processo foi determinada como −393.520 kJ/kmol. Entretanto, $H_{reag} = 0$, uma vez que ambos os reagentes são elementos no estado de referência padrão, e os produtos consistem em 1 kmol de CO_2 no mesmo estado. Portanto, a entalpia de formação do CO_2 no estado de referência padrão é −393.520 kJ/kmol (Fig. 15–18). Ou seja,

$$\bar{h}^\circ_{f,CO_2} = -393.520 \text{ kJ/kmol}$$

O sinal negativo deve-se ao fato de que a entalpia de 1 kmol do CO_2 a 25 °C e 1 atm é 393.520 kJ menor do que a entalpia de 1 kmol de C e 1 kmol de O_2 no mesmo estado. Em outras palavras, 393.520 kJ de energia química são liberados (deixando o sistema como calor) quando C e O_2 se combinam para formar 1 kmol de CO_2. Portanto, um composto com entalpia de formação negativa indica que o calor é liberado durante a formação daquele composto por meio de seus elementos estáveis. Um valor positivo indica que o calor é absorvido.

Você notará que dois valores $\bar{h}^\circ_f$ são dados para a H_2O na Tab. A–26, um para a água líquida e o outro para o vapor de água. Isso acontece porque ambas as fases de H_2O são encontradas a 25 °C, e o efeito da pressão sobre a entalpia da formação é pequeno. (Observe que, sob condições de equilíbrio, a água existe apenas como líquido a 25 °C *e* 1 atm.) A diferença entre as duas entalpias de formação é igual ao h_{lv} da água a 25 °C, que é de 2.441,7 kJ/kg ou 44.000 kJ/kmol.

Outro termo muito usado em conjunto com a combustão de combustíveis é o **poder calorífico** do combustível, que é definido como a quantidade de calor liberada quando um combustível é queimado completamente em um processo em regime permanente e quando os produtos voltam ao estado dos reagentes. Em outras palavras, o poder calorífico de um combustível é igual ao valor absoluto da entalpia de combustão do combustível. Ou seja,

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad \text{(kJ/kg combustível)}$$

O poder calorífico depende da *fase* da H_2O nos produtos. O poder calorífico é chamado de **poder calorífico superior** (PCS) quando a H_2O dos produtos está na forma líquida, e é chamado de **poder calorífico inferior** (PCI) quando a H_2O dos produtos está na forma de vapor (Fig. 15–19). Os dois poderes caloríficos estão relacionados por

$$\text{PCS} = \text{PCI} + (mh_{lv})_{H_2O} \qquad \text{(kJ/kg combustível)} \qquad \textbf{(15–7)}$$

onde m é a massa de H_2O dos produtos por unidade de massa de combustível e h_{lv} é a entalpia de vaporização da água na temperatura especificada. Os poderes caloríficos superior e inferior dos combustíveis comuns são apresentados na Tab. A–27.

O poder calorífico ou a entalpia da combustão de um combustível podem ser determinados com o conhecimento da entalpia da formação dos compostos envolvidos.

Isso é ilustrado com o seguinte exemplo.

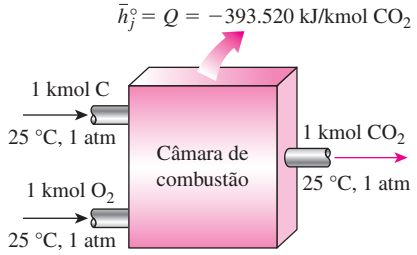


FIGURA 15–18 A entalpia da formação de um composto representa a quantidade de energia absorvida ou liberada à medida que o componente é formado pelos seus elementos estáveis durante um processo em regime permanente em um estado especificado.

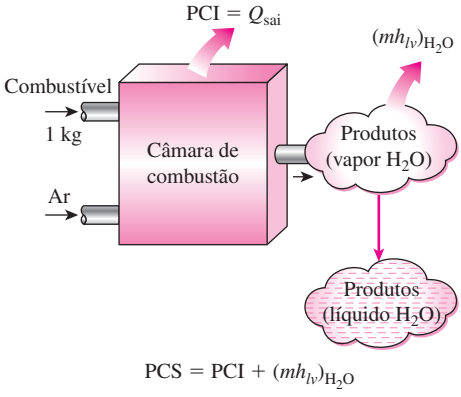


FIGURA 15–19 O poder calorífico superior de um combustível é igual à soma do poder calorífico inferior do combustível e do calor latente de vaporização da H_2O nos produtos.

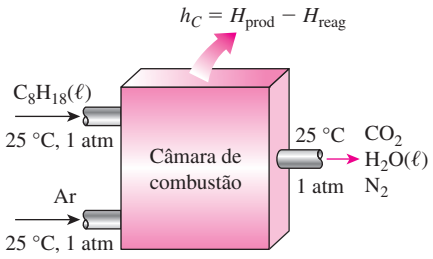


FIGURA 15–20 Esquema para o Exemplo 15–5.

EXEMPLO 15–5 Avaliação da entalpia de combustão

Determine a entalpia da combustão do octano líquido (C_8H_{18}) a 25 °C e 1 atm, usando dados de entalpia de formação da Tab. A–26. Admita que a água dos produtos está na fase líquida.

SOLUÇÃO A entalpia da combustão de um combustível deve ser determinada usando dados de entalpia de formação.

Propriedades A entalpia de formação a 25 °C e 1 atm é de −393.520 kJ/kmol para o CO_2, −285.830 kJ/kmol para a $H_2O(\ell)$, e −249.950 kJ/kmol para o $C_8H_{18}(\ell)$ (Tab. A–26).

Análise A combustão do C_8H_{18} é ilustrada na Fig. 15–20. A equação estequiométrica dessa reação é

$$C_8H_{18} + a_t\,(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(\ell) + 3{,}76\,a_tN_2$$

Os reagentes e os produtos estão no estado de referência padrão de 25 °C e 1 atm. Da mesma forma, o N_2 e o O_2 são elementos estáveis; assim, sua entalpia de formação é zero. Portanto, a entalpia de combustão do C_8H_{18} (Eq. 15–6) torna-se

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= H_{prod} - H_{reag}\\ &= \sum N_p\bar{h}^\circ_{f,p} - \sum N_r\bar{h}^\circ_{f,r} = (N\bar{h}^\circ_f)_{CO_2} + (N\bar{h}^\circ_f)_{H_2O} - (N\bar{h}^\circ_f)_{C_8H_{18}}\end{aligned}$$

Substituindo na equação, temos

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= (8\text{ kmol})(-393.520\text{ kJ/kmol}) + (9\text{ kmol})(-285.830\text{ kJ/kmol})\\ &\quad -(1\text{ kmol})(-249.950\text{ kJ/kmol})\\ &= \mathbf{-5.471.000\text{ kJ/kmol }C_8H_{18} = -47.891\text{ kJ/kg }C_8H_{18}}\end{aligned}$$

que é praticamente idêntica ao valor listado de 47.890 kJ/kg da Tab. A–27. Como admite-se que a água dos produtos está na fase líquida, esse valor h_C corresponde ao PCS do C_8H_{18} líquido.

Discussão É possível mostrar que o resultado do octano gasoso é −5.512.200 kJ/kmol ou −48.255 kJ/kg.

Quando a composição exata do combustível é conhecida, a *entalpia de combustão* daquele combustível pode ser determinada usando os dados de entalpia de formação mostrados anteriormente. Entretanto, para combustíveis que exibem variações consideráveis na composição, dependendo da fonte, como o carvão, o gás natural e o óleo combustível, é mais prático determinar suas entalpias de combustão experimentalmente, queimando-os diretamente em um calorímetro a volume constante ou em um dispositivo que opere em regime permanente.

15–4 ANÁLISE DA PRIMEIRA LEI PARA OS SISTEMAS REATIVOS

As relações do balanço de energia (o da primeira lei) desenvolvidas nos Caps. 4 e 5 aplicam-se aos sistemas reativos e não reativos. Entretanto, os sistemas quimicamente reativos envolvem variações em sua energia química; portanto, é mais conveniente escrever novamente as relações de balanço de energia, para que as mudanças das energias químicas sejam explícitas. Fazemos isso primeiramente para os sistemas contínuos em regime permanente e, em seguida, para os sistemas fechados.

Sistemas em regime permanente

Antes de escrevermos a relação de balanço de energia, precisamos expressar a entalpia de um componente em uma forma adequada aos sistemas reativos. Ou seja, precisamos expressar a entalpia de tal modo que ela seja relativa ao estado de referência padrão e que o termo da energia química apareça explicitamente. Quando expresso adequadamente, o termo da entalpia deve reduzir-se à entalpia da formação $\bar{h}_f^\circ$ no estado de referência padrão. Tendo isso em mente, expressamos a entalpia de um componente por unidade de mol (Fig. 15–21) como

$$\text{Entalpia} = \bar{h}_f^\circ + (\bar{h} - \bar{h}^\circ) \qquad (\text{kJ/kmol})$$

onde o termo entre parênteses representa a entalpia sensível relativa ao estado de referência padrão, que é a diferença entre $\bar{h}$ (a entalpia sensível no estado especificado) e $\bar{h}^\circ$ (a entalpia sensível no estado de referência padrão a 25 °C e 1 atm). Essa definição nos permite utilizar os valores da entalpia das tabelas, independentemente do estado de referência utilizado em sua construção.

Quando as variações das energias cinética e potencial são desprezíveis, o balanço de energia em regime permanente $\dot{E}_e = \dot{E}_s$ pode ser expresso para um *sistema em regime permanente com ocorrência de reação química* de forma mais explícita como

$$\underbrace{\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum \dot{n}_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Taxa líquida de entrada de energia}\\ \text{transferida pelo calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum \dot{n}_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Taxa líquida de saída de energia transferida}\\ \text{pelo calor, trabalho e massa}}} \qquad \textbf{(15–8)}$$

onde $\dot{n}_p$ *e* $\dot{n}_r$ representam as taxas de fluxo molar do produto p e do reagente r, respectivamente.

Na análise da combustão, é mais conveniente trabalhar com quantidades expressas *por mol de combustível*. Tal relação é obtida pela divisão de cada termo da equação anterior pela taxa de escoamento molar do combustível, resultando em

$$\underbrace{Q_{ent} + W_{ent} + \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Entrada de energia transferida por mol de}\\ \text{combustível pelo calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{Q_{sai} + W_{sai} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Saída de energia transferida por mol de}\\ \text{combustível pelo calor, trabalho e massa}}} \qquad \textbf{(15–9)}$$

onde N_r e N_p representam, respectivamente, o número de mols do reagente r e do produto p por mol de combustível. Observe que $N_r = 1$ para o combustível, e que os outros valores N_r e N_p podem ser escolhidos diretamente da equação de combustão balanceada. Tomando a transferência de calor *para* o sistema e o trabalho realizado *pelo* sistema como quantidades *positivas*, a relação de balanço de energia que acabamos de discutir pode ser expressa de forma mais compacta como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \textbf{(15–10)}$$

ou como

$$Q - W = H_{prod} - H_{reag} \qquad (\text{kJ/kmol combustível}) \qquad \textbf{(15–11)}$$

onde

$$H_{prod} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p \qquad (\text{kJ/kmol combustível})$$
$$H_{reag} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad (\text{kJ/kmol combustível})$$

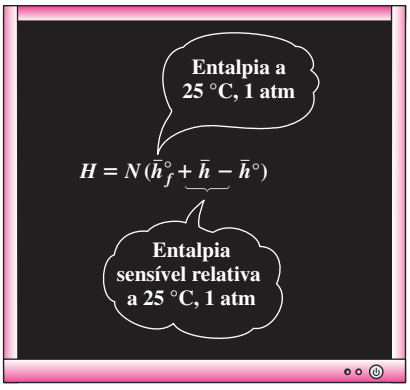


FIGURA 15–21 A entalpia de um componente químico em um estado especificado é a soma da entalpia do componente a 25 °C e 1 atm (h_f°), e da entalpia sensível do componente relativa a 25 °C e 1 atm.

Se a entalpia da combustão $\bar{h}_C^\circ$ de determinada reação está disponível, a equação de balanço de energia por mol de combustível em regime permanente pode ser expressa como

$$Q - W = \bar{h}_C^\circ + \sum N_p(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \text{(kJ/kmol)} \quad \textbf{(15–12)}$$

Às vezes, essas relações de balanço de energia são escritas sem o termo de trabalho, uma vez que a maioria dos processos de combustão em regime permanente não envolve nenhuma interação de trabalho.

Normalmente uma câmara de combustão envolve saída de calor, mas não a entrada. Então, o balanço de energia de um *processo de combustão com escoamento em regime permanente típico* torna-se

$$Q_{\text{sai}} = \underbrace{\sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Entrada de energia pela massa} \\ \text{por mol de combustível}}} - \underbrace{\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Saída de energia pela massa} \\ \text{por mol de combustível}}} \quad \textbf{(15–13)}$$

A equação expressa que a saída de calor durante um processo de combustão é simplesmente a diferença entre a energia dos reagentes que entram e a energia dos produtos que saem da câmara de combustão.

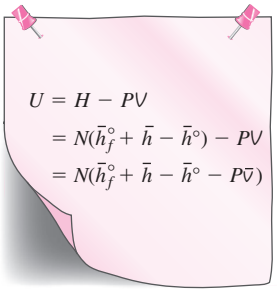


FIGURA 15–22 Uma expressão da energia interna de um componente químico em relação à entalpia.

Sistemas fechados

A relação geral do balanço de energia de um sistema fechado $E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ pode ser expressa para um *sistema fechado fixo que reage quimicamente* como:

$$(Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sai}}) + (W_{\text{ent}} - W_{\text{sai}}) = U_{\text{prod}} - U_{\text{reag}} \qquad \text{(kJ/kmol combustível)} \quad \textbf{(15–14)}$$

em que U_{prod} representa a energia interna dos produtos e U_{reag} representa a energia interna dos reagentes. Para evitar o uso de outra propriedade – *a energia interna de formação* $\bar{u}_f^\circ$ – utilizamos a definição da entalpia ($\bar{u} = \bar{h} - P\bar{v}$ ou $\bar{u}_f^\circ + \bar{u} - \bar{u}^\circ = h_f^\circ + \bar{h}^\circ - \bar{h}^\circ - Pv$) e expressamos a equação anterior (Fig. 15–22) como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r \quad \textbf{(15–15)}$$

onde tomamos a transferência de calor *para* o sistema e o trabalho realizado *pelo* sistema como quantidades *positivas*. Os termos $P\bar{v}$ são desprezíveis para sólidos e líquidos e podem ser substituídos por R_uT para os gases que se comportam como gás ideal. Da mesma forma, se desejado, os termos $\bar{h} - P\bar{v}$ da Eq. 15–15 podem ser substituídos por $\bar{u}$.

O termo de trabalho da Eq. 15–15 representa todas as formas de trabalho, incluindo o trabalho de fronteira. Mostramos no Cap. 4 que $\Delta U + W_f = \Delta H$ para os sistemas fechados não reativos que passam por um processo de expansão ou de compressão de quase-equilíbrio com P constante. Esse também é o caso dos sistemas quimicamente reativos.

Existem várias considerações importantes na análise dos sistemas reativos. Por exemplo, precisamos saber se o combustível é um sólido, um líquido ou um gás, uma vez que a entalpia de formação h_f° de um combustível depende da fase do combustível. Também precisamos conhecer o estado do combustível quando ele entra na câmara de combustão para determinar sua entalpia. Para calcular a entropia, é particularmente importante saber se o combustível e o ar entram na câmara de combustão pré-misturados ou separadamente. Quando os produtos da combustão são resfriados a baixas temperaturas, precisamos levar em conta a possibilidade da condensação de parte do vapor de água nos gases do produto.

EXEMPLO 15–6 Análise de primeira lei da combustão com escoamento em regime permanente

Propano líquido (C_3H_8) entra em uma câmara de combustão a 25 °C e a uma taxa de 0,05 kg/min, onde ele é misturado e queimado com 50% de excesso de ar que entra na câmara de combustão a 7 °C, como mostra a Fig. 15–23. Uma análise dos gases de combustão revela que todo o hidrogênio do combustível queima resultando em H_2O, mas que apenas 90% do carbono queima formando CO_2, com os 10% restantes formando CO. Se a temperatura de saída dos gases de combustão é de 1.500 K, determine (*a*) a vazão mássica do ar e (*b*) a taxa de transferência de calor da câmara de combustão.

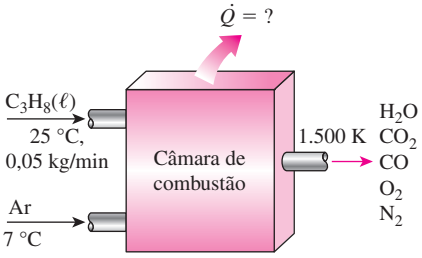


FIGURA 15–23 Esquema para o Exemplo 15–6.

SOLUÇÃO O propano líquido é queimado de forma constante com o excesso de ar. A vazão mássica do ar e a taxa de transferência de calor devem ser determinadas.

Hipóteses **1** Existem condições de operação em regime permanente. **2** O ar e os gases de combustão são gases ideais. **3** As energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise Observamos que todo o hidrogênio do combustível é queimado em H_2O, mas que 10% do carbono não é completamente queimado e forma o CO. Da mesma forma, o combustível é queimado com o excesso de ar; portanto, existe algum O_2 livre nos gases do produto.

A quantidade teórica do ar é determinada pela reação estequiométrica:

$$C_3H_8(\ell) + a_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 3{,}76a_t N_2$$

Balanço de O_2: $a_t = 3 + 2 = 5$

Assim, a equação balanceada para o processo real de combustão com 50% de excesso de ar e parte do CO nos produtos torna-se

$$C_3H_8(\ell) + 7{,}5(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 2{,}7CO_2 + 0{,}3CO + 4H_2O + 2{,}65O_2 + 28{,}2N_2$$

(*a*) A razão ar/combustível desse processo de combustão é

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_{combustível}} = \frac{(7{,}5 \times 4{,}76\ \text{kmol})(29\ \text{kg/kmol})}{(3\ \text{kmol})(12\ \text{kg/kmol}) + (4\ \text{kmol})(2\ \text{kg/kmol})}$$
$$= 25{,}53\ \text{kg ar/kg combustível}$$

Assim,

$$\dot{m}_{ar} = (AC)(\dot{m}_{combustível})$$
$$= (23{,}53\ \text{kg ar/kg combustível})(0{,}05\ \text{kg combustível/min})$$
$$= \mathbf{1{,}18\ kg\ ar/min}$$

(*b*) A transferência de calor para esse processo de combustão em regime permanente é determinada a partir do balanço de energia para regime permanente $E_s = E_e$ aplicado à câmara de combustão por unidade de mol de combustível,

$$Q_{sai} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

ou

$$Q_{sai} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$$

(*continua*)

(*continuação*)

Considerando o ar e os produtos da combustão como gases ideais, temos que $h = h(T)$, e formamos a seguinte minitabela usando dados das tabelas de propriedades:

Substância	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{280\ K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1.500\ K}$ kJ/kmol
$C_3H_8(\ell)$	−118.910	—	—	—
O_2	0	8.150	8.682	49.292
N_2	0	8.141	8.669	47.073
$H_2O(g)$	−241.820	—	9.904	57.999
CO_2	−393.520	—	9.364	71.078
CO	−110.530	—	8.669	47.517

A $\bar{h}_f^\circ$ do propano líquido é obtida pela subtração da entalpia de vaporização $\bar{h}_{lv}$ do propano a 25 °C da $\bar{h}_f^\circ$ do propano gasoso. Substituindo os valores, temos

$$\begin{aligned} Q_{sai} = {} & (1\ \text{kmol}\ C_3H_8)[(-118.910 + h_{298} - h_{298})\ \text{kJ/kmol}\ C_3H_8] \\ & + (7{,}5\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 8.150 - 8.682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\ & + (28{,}2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 8.141 - 8.669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\ & - (2{,}7\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393.520 + 71.078 - 9.364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\ & - (0{,}3\ \text{kmol CO})[(-110.530 + 47.517 - 8.669)\ \text{kJ/kmol CO}] \\ & - (4\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241.820 + 57.999 - 9.904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\ & - (2{,}65\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 49.292 - 8.682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\ & - (28{,}2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 47.073 - 8.669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\ = {} & 363.880\ \text{kJ/kmol de}\ C_3H_8 \end{aligned}$$

Assim, 363.880 kJ de calor são transferidos da câmara de combustão para cada kmol (44 kg) de propano. Isso corresponde a 363.880/44 = 8.270 kJ de perda de calor por quilograma de propano. Então, a razão de transferência de calor para uma vazão mássica de 0,05 kg/min para o propano torna-se

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m} q_{sai} = (0{,}05\ \text{kg/min})(8.270\ \text{kJ/kg}) = 413{,}5\ \text{kJ/min} = \mathbf{6{,}89\ kW}$$

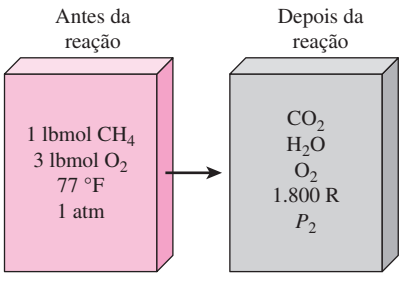


FIGURA 15–24 Esquema para o Exemplo 15–7.

EXEMPLO 15–7 Análise de primeira lei da combustão em uma bomba

O tanque de volume constante mostrado na Fig. 15–24 contém 1 lbmol de gás metano (CH_4) e 3 lbmol de O_2 a 77 °F e 1 atm. O conteúdo do tanque é inflamado e o gás metano queima completamente. Se a temperatura final é de 1.800 R, determine (*a*) a pressão final do tanque e (*b*) a transferência de calor durante esse processo.

SOLUÇÃO O metano é queimado em um tanque rígido. A pressão final do tanque e a transferência de calor devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O combustível é completamente queimado, e portanto todo o carbono do combustível queima resultando em CO_2, e todo o hidrogênio queima formando H_2O. **2** O combustível, o ar e os gases de combustão são gases ideais. **3** As energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** Não há interações de trabalho envolvidas.

Análise A equação de combustão balanceada é

$$CH_4(g) + 3O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2$$

(*a*) A 1.800 R, a água existe na fase gasosa. Usando a relação do gás ideal para os reagentes e os produtos, a pressão final do tanque é determinada como

$$\left.\begin{aligned} P_{reag}V &= N_{reag}R_uT_{reag} \\ P_{prod}V &= N_{prod}R_uT_{prod} \end{aligned}\right\} \quad P_{prod} = P_{reag}\left(\frac{N_{prod}}{N_{reag}}\right)\left(\frac{T_{prod}}{T_{reag}}\right)$$

Substituindo, obtemos

$$P_{prod} = (1 \text{ atm})\left(\frac{4 \text{ lbmol}}{4 \text{ lbmol}}\right)\left(\frac{1.800 \text{ R}}{537 \text{ R}}\right) = \mathbf{3{,}35 \text{ atm}}$$

(*b*) Observando que o processo não envolve interações de trabalho, a transferência de calor durante esse processo de combustão com volume constante pode ser determinada com o balanço da energia $E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema}$ aplicado ao tanque,

$$-Q_{sai} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Como os reagentes e os produtos são considerados gases ideais, toda a energia interna e as entalpias dependem apenas da temperatura, e os termos $P\bar{v}$ dessa equação podem ser substituídos por R_uT. O resultado é

$$Q_{sai} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ - R_uT)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h}_{1.800\text{ R}} - \bar{h}_{537\text{ R}} - R_uT)_p$$

uma vez que os reagentes estão à temperatura de referência padrão de 537 R. Da $\bar{h}_f^\circ$ e das tabelas do gás ideal do Apêndice, temos:

Substância	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{537\text{ R}}$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{1.800\text{ R}}$ Btu/lbmol
CH_4	−32.210	—	—
O_2	0	3.725,1	13.485,8
CO_2	−169.300	4.027,5	18.391,5
$H_2O(g)$	−104.040	4.258,0	15.433,0

Substituindo, temos

$$\begin{aligned} Q_{sai} = {} & (1 \text{ lbmol } CH_4)[(-32.210 - 1{,}986 \times 537) \text{ Btu/lbmol } CH_4] \\ & + (3 \text{ lbmol } O_2)[(0 - 1{,}986 \times 537) \text{ Btu/lbmol } O_2] \\ & - (1 \text{ lbmol } CO_2)[(-169.300 + 18.391{,}5 - 4.027{,}5 - 1{,}986 \times 1.800) \\ & \quad \text{Btu/lbmol } CO_2] \\ & - (2 \text{ lbmol } H_2O)[(-104.040 + 15.433{,}0 - 4.258{,}0 - 1{,}986 \times 1.800) \\ & \quad \text{Btu/lbmol } H_2O] \\ & - (1 \text{ lbmol } O_2)[(0 + 13.485{,}8 - 3.725{,}1 - 1{,}986 \times 1.800) \text{ Btu/lbmol } O_2] \\ = {} & \mathbf{308.730 \text{ Btu/lbmol } CH_4} \end{aligned}$$

Discussão Em termos de massa, a transferência de calor do tanque seria 308.730/16 = 19.300 Btu/lbm de metano.

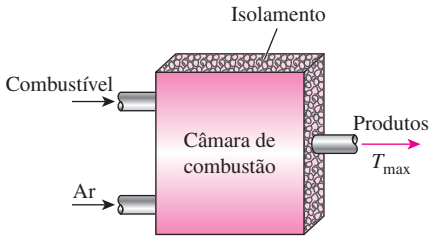


FIGURA 15–25 A temperatura de uma câmara de combustão torna-se máxima quando a combustão é completa e quando nenhum calor é perdido para a vizinhança ($Q = 0$).

15–5 TEMPERATURA ADIABÁTICA DE CHAMA

Na falta de interações de trabalho e de variações das energias cinética ou potencial, a energia química liberada durante um processo de combustão se perde como calor para a vizinhança ou é usada internamente para elevar a temperatura dos produtos da combustão. Quanto menor for a perda de calor, maior será a elevação da temperatura. No caso-limite de nenhuma perda de calor para a vizinhança ($Q = 0$), a temperatura dos produtos atinge um máximo, que é denominado **temperatura teórica de chama** ou **temperatura adiabática de chama** da reação (Fig. 15–25).

A temperatura teórica de chama de um processo de combustão em regime permanente é determinada pela Eq. 15–11, definindo $Q = 0$ e $W = 0$. Isso resulta em

$$H_{prod} = H_{reag} \tag{15–16}$$

ou

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \tag{15–17}$$

Após especificar os reagentes e seus estados, a entalpia dos reagentes H_{reag} pode ser determinada com facilidade. O cálculo da entalpia dos produtos H_{prod} não é tão direto, porque a temperatura dos produtos não é conhecida antes dos cálculos. Assim, a determinação da temperatura adiabática de chama exige o uso de uma técnica iterativa, a menos que as equações para as variações da entalpia sensível dos produtos da combustão estejam disponíveis. Admite-se uma temperatura para os gases do produto, e uma H_{prod} é determinada para essa temperatura. Se ela não for igual a H_{reag}, os cálculos são repetidos com outra temperatura. A temperatura teórica de chama é determinada pela interpolação desses dois resultados. Quando o oxidante é o ar, os gases do produto consistem principalmente em N_2, e uma boa estimativa para a temperatura teórica de chama é obtida pelo tratamento dos gases de todo o produto como N_2.

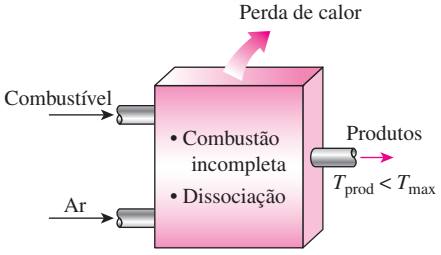


FIGURA 15–26 A temperatura máxima encontrada em uma câmara de combustão é mais baixa do que a temperatura teórica de chama.

Nas câmaras de combustão, a mais alta temperatura à qual um material pode ser exposto é limitada pelas considerações metalúrgicas. Assim, a temperatura teórica de chama é uma consideração importante no projeto das câmaras de combustão, das turbinas a gás e dos bocais. As temperaturas máximas que ocorrem nesses dispositivos são consideravelmente mais baixas do que a teórica de chama, uma vez que a combustão em geral é incompleta, parte da perda de calor ocorre e alguns gases de combustão se dissociam a altas temperaturas (Fig. 15–26). A temperatura máxima de uma câmara de combustão pode ser controlada pelo ajuste da quantidade de excesso de ar, que serve como refrigerante.

Observe que a temperatura teórica de chama de um combustível não é única. Seu valor depende de (1) estado dos reagentes, (2) grau de conclusão da reação e (3) quantidade de ar usada. Para um combustível específico em um estado especificado, queimado com ar a um estado também especificado, *a temperatura teórica de chama atinge seu valor máximo quando ocorre a combustão completa com a quantidade teórica de ar.*

EXEMPLO 15–8 Temperatura adiabática de chama em combustão em regime permanente

O octano líquido (C_8H_{18}) entra na câmara de combustão de uma turbina a gás de forma contínua a 1 atm e 25 °C, e é queimado com o ar que entra na câmara de combustão no mesmo estado, como mostra a Fig. 15–27. Determine a temperatura teórica de chama para (*a*) a combustão completa com 100% de ar teórico, (*b*) a combustão completa com 400% de ar teórico e (*c*) a combustão incompleta (CO nos produtos) com 90% de ar teórico.

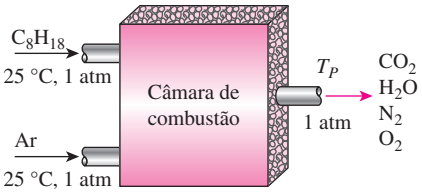


FIGURA 15–27 Esquema para o Exemplo 15–8.

SOLUÇÃO O octano líquido é queimado de forma contínua. A temperatura adiabática de chama deve ser determinada para diferentes casos.

Hipóteses **1** Esse é um processo de combustão em regime permanente. **2** A câmara de combustão é adiabática. **3** Não existem interações de trabalho. **4** O ar e os gases de combustão são gases ideais. **5** As variações nas energias cinética e potencial são desprezíveis.

Análise (*a*) A equação balanceada para o processo de combustão com a quantidade teórica de ar é

$$C_8H_{18}(\ell) + 12{,}5(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

A relação da temperatura adiabática de chama $H_{prod} = H_{reag}$ neste caso se reduz a

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}}$$

uma vez que todos os reagentes estão no estado de referência padrão e $\bar{h}_f^\circ = 0$ para O_2 e N_2. Os valores $\bar{h}_f^\circ$ e h dos diversos componentes a 298 K são:

Substância	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol
$C_8H_{18}(\ell)$	−249.950	—
O_2	0	8.682
N_2	0	8.669
$H_2O(g)$	−241.820	9.904
CO_2	−393.520	9.364

Substituindo, temos

$$\begin{aligned}
&(8\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393.520 + \bar{h}_{CO_2} - 9.364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\
&+ (9\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241.820 + \bar{h}_{H_2O} - 9.904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\
&+ (47\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8.669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
&= (1\ \text{kmol}\ C_8H_{18})(-249.950\ \text{kJ/kmol}\ C_8H_{18})
\end{aligned}$$

que resulta em

$$8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 5.646.081\ \text{kJ}$$

Parece que temos uma equação com três incógnitas. Na verdade, temos apenas uma incógnita – a temperatura dos produtos T_{prod} –, uma vez que $h = h(T)$ para os gases

(*continua*)

(*continuação*)
ideais. Assim, temos de usar um solucionador de equações como o EES ou uma abordagem de tentativa e erro para determinar a temperatura dos produtos.

Uma primeira opção é obtida dividindo o lado direito da equação pelo número total de mols, o que resulta em 5.646.081/(8 + 9 + 47) = 88.220 kJ/kmol. Esse valor de entalpia corresponde a cerca de 2.650 K para o N_2, 2.100 K para o H_2O e 1.800 K para o CO_2. Observando que a maioria dos mols são N_2, vemos que T_{prod} deve estar próxima de 2.650 K, mas um pouco abaixo disso. Portanto, uma boa primeira aproximação é 2.400 K. Nessa temperatura,

$$8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 8 \times 125.152 + 9 \times 103.508 + 47 \times 79.320$$
$$= 5.660.828 \text{ kJ}$$

Esse valor é mais alto do que 5.646.081 kJ. Assim, a temperatura real está ligeiramente abaixo de 2.400 K. A seguir, selecionamos 2.350 K. Isso resulta em

$$8 \times 122.091 + 9 \times 100.846 + 47 \times 77.496 = 5.526.654$$

que é mais baixo do que 5.646.081 kJ. Portanto, a temperatura real dos produtos está entre 2.350 e 2.400 K. Por interpolação, descobrimos que T_{prod} = **2.395 K**.

(*b*) A equação balanceada do processo de combustão completa com 400% de ar teórico é

$$C_8H_{18}(\ell) + 50(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 37{,}5O_2 + 188N_2$$

Seguindo o procedimento usado em (*a*), a temperatura adiabática de chama neste caso é determinada como T_{prod} = **962 K**.

Observe que a temperatura dos produtos diminui significativamente como resultado do uso de excesso de ar.

(*c*) A equação balanceada para o processo de combustão incompleta com 90% de ar teórico é

$$C_8H_{18}(\ell) + 11{,}25(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 5{,}5CO_2 + 2{,}5CO + 9H_2O + 42{,}3N_2$$

Seguindo o procedimento usado em (*a*), descobrimos que a temperatura adiabática de chama neste caso é T_{prod} = **2.236 K**.

Discussão Observe que a temperatura adiabática de chama diminui como resultado da combustão incompleta ou do uso de excesso de ar. Da mesma forma, *a máxima temperatura adiabática de chama é atingida quando ocorre a combustão completa com a quantidade teórica de ar.*

15–6 VARIAÇÃO DA ENTROPIA EM SISTEMAS REATIVOS

Até agora analisamos os processos de combustão sob os pontos de vista da conservação de massa e da conservação de energia. A análise termodinâmica de um processo não está completa, porém, sem um exame dos aspectos da segunda lei. A exergia e a destruição da exergia são particularmente interessantes, e ambas estão relacionadas à entropia.

As relações de balanço da entropia desenvolvidas no Cap. 7 aplicam-se igualmente aos sistemas reativos e não reativos, desde que as entropias dos constituintes individuais sejam avaliadas adequadamente usando uma base comum. O **balanço**

de entropia de *qualquer sistema* (incluindo os sistemas reativos) que passa por *qualquer processo* pode ser expresso como

$$\underbrace{S_{ent} - S_{sai}}_{\text{Transferência líquida de entropia por calor e massa}} + \underbrace{S_{ger}}_{\text{Geração de entropia}} = \underbrace{\Delta S_{sistema}}_{\text{Variação de entropia}} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15–18)}$$

Usando as quantidades por unidade de mol de combustível, e admitindo que a direção positiva da transferência de calor é *para* o sistema, a relação do balanço de entropia pode ser expressa de forma mais explícita para um sistema reativo *fechado* ou *em regime permanente* (Fig. 15–28) como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{ger} = S_{prod} - S_{reag} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15–19)}$$

onde T_k é a temperatura na fronteira no qual Q_k a cruza. Para um *processo adiabático* ($Q = 0$), o termo da transferência de entropia deixa de existir e a Eq. 15–19 é reduzida para

$$S_{ger,\,adiabático} = S_{prod} - S_{reag} \geq 0 \qquad \textbf{(15–20)}$$

A entropia *total* gerada durante um processo pode ser determinada pela aplicação do balanço da entropia a um *sistema estendido* que inclui o próprio sistema e sua vizinhança imediata, onde irreversibilidades externas podem ocorrer. Ao avaliar a transferência de entropia entre um sistema estendido e a vizinhança, a temperatura de fronteira do sistema estendido é simplesmente considerada a *temperatura ambiente*, como foi explicado no Cap. 7.

A determinação da variação da entropia associada a uma reação química parece ser direta, exceto por um detalhe: as relações de entropia para reagentes e produtos envolvem as *entropias* dos componentes, *não as variações de entropia,* como no caso de sistemas não reativos. Assim, enfrentamos problemas para encontrar uma base comum para a entropia de todas as substâncias, como fizemos com a entalpia. A pesquisa dessa base comum levou ao estabelecimento da **terceira lei da termodinâmica** na primeira metade do séc. XX. A terceira lei foi expressa no Cap. 7 da seguinte maneira: *a entropia de uma substância cristalina pura à temperatura de zero absoluto é zero.*

Portanto, a terceira lei da termodinâmica fornece uma base absoluta para os valores da entropia de todas as substâncias. Os valores da entropia relativos a essa base são chamados de **entropia absoluta**. Os valores $\bar{s}^\circ$ listados nas Tabs. A–18 a A–25 para diversos gases como N_2, O_2, CO, CO_2, H_2, H_2O, OH e O são os *valores da entropia absoluta do gás ideal* na temperatura especificada e *à pressão de 1 atm*. Os valores da entropia absoluta de diversos combustíveis são listados na Tab. A–26 juntamente com os valores $\bar{h}^\circ_f$ no estado de referência padrão de 25 °C e 1 atm.

A Eq. 15–20 é uma relação geral da variação da entropia de um sistema reagente. Isso requer a determinação da entropia individual de cada componente dos reagentes e produtos, o que geralmente não é fácil de fazer. Os cálculos de entropia podem ser simplificados se os componentes gasosos dos reagentes e dos produtos forem aproximados como gases ideais. Entretanto, os cálculos da entropia nunca são tão fáceis quanto aqueles da entalpia ou da energia interna, uma vez que a entropia é uma função da temperatura e da pressão, mesmo para os gases ideais.

Ao avaliarmos a entropia de um componente de uma mistura de gás ideal, devemos usar a temperatura e a pressão parcial do componente. Observe que a

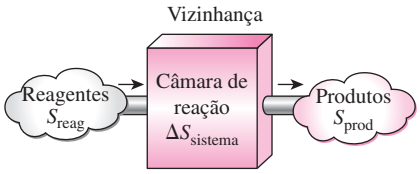


FIGURA 15–28 A variação de entropia associada a uma reação química.

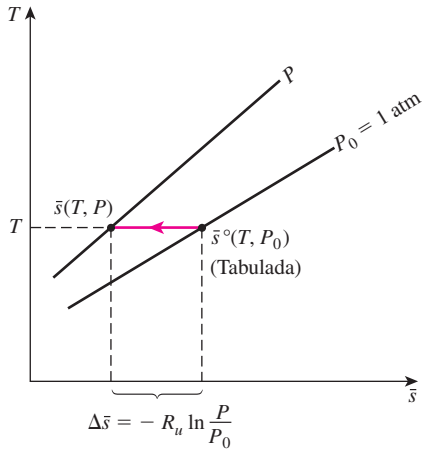


FIGURA 15–29 A uma temperatura especificada, a entropia absoluta de um gás ideal em pressões diferentes de $P_0 = 1$ atm pode ser determinada pela subtração de $R_u \ln (P/P_0)$ do valor tabelado a 1 atm.

temperatura de um componente é igual à temperatura da mistura, e que a pressão parcial de um componente é igual à pressão da mistura multiplicada pela fração molar do componente.

Os valores da entropia absoluta diferentes de $P_0 = 1$ atm para qualquer temperatura T podem ser obtidos com a relação da variação da entropia do gás ideal escrita para um processo isotérmico imaginário entre os estados (T, P_0) e (T, P), como ilustra a Fig. 15–29:

$$\bar{s}\,(T,P) = \bar{s}°(T,P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0} \qquad \textbf{(15–21)}$$

Para o componente i de uma mistura de gás ideal, essa relação pode ser escrita como

$$\bar{s}_i(T,P_i) = \bar{s}°_i(T,P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0} \qquad (\text{kJ/kmol·K}) \qquad \textbf{(15–22)}$$

onde $P_0 = 1$ atm, P_i é a pressão parcial, y_i é a fração molar do componente e P_m é a pressão total da mistura.

Se uma mistura de gás está a uma pressão relativamente alta ou a uma temperatura relativamente baixa, o desvio do comportamento do gás ideal deve ser levado em conta, incorporando equações de estado mais exatas ou os diagramas de entropia generalizados.

15–7 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI DOS SISTEMAS REATIVOS

Depois que a variação ou geração da entropia são avaliadas, a **exergia destruída** $X_{\text{destruída}}$ associada a uma reação química pode ser determinada da seguinte forma

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(15–23)}$$

onde T_0 é a temperatura termodinâmica da vizinhança.

Ao analisarmos os sistemas reativos, estamos mais preocupados com as variações da exergia dos sistemas reativos do que com os valores da exergia nos diversos estados (Fig. 15–30). Lembre-se de que no Cap. 8 vimos que **trabalho reversível** W_{rev} representa o trabalho máximo que pode ser realizado durante um processo. Na falta de variações nas energias cinética e potencial, a relação do trabalho reversível para um processo de combustão em regime permanente que envolve transferência de calor apenas com a vizinhança a T_0 pode ser obtida pela substituição dos termos da entalpia por $\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}°$, resultando em

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}° - T_0\bar{s})_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}° - T_0\bar{s})_p \qquad \textbf{(15–24)}$$

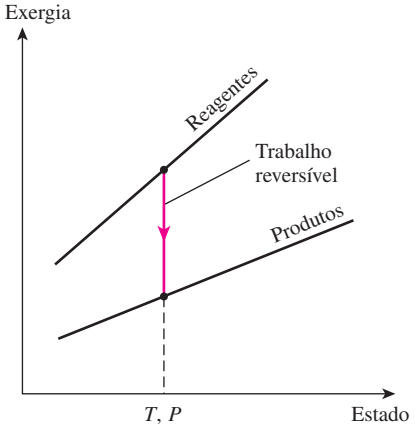


FIGURA 15–30 A diferença entre a exergia dos reagentes e dos produtos durante uma reação química é o trabalho reversível associado àquela reação.

Uma situação interessante surge quando reagentes e produtos estão à temperatura da vizinhança T_0. Nesse caso, $\bar{h} - T_0\bar{s} = (\bar{h} - T_0\bar{s})_{T_0}$, que é, por definição, a **função de Gibbs** de uma unidade de mol de uma substância à temperatura T_0. A relação W_{rev} neste caso foi reescrita como

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r\bar{g}_{0,r} - \sum N_p\bar{g}_{0,p} \qquad \textbf{(15–25)}$$

ou

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}°)_r - \sum N_p(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}°)_p \qquad \textbf{(15–26)}$$

onde $\bar{g}_f^\circ$ é a função de Gibbs de formação ($\bar{g}_f^\circ = 0$ para elementos estáveis como N_2 e O_2 no estado de referência padrão de 25 °C e 1 atm, assim como a entalpia da formação) e $\bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ$ representa o valor da função de Gibbs sensível de uma substância à temperatura T_0 com relação ao estado de referência padrão.

Para o caso muito especial em que $T_{reag} = T_{prod} = T_0 = 25$ °C (ou seja, os reagentes, os produtos e a vizinhança estão a 25 °C) e a pressão parcial é $P_i = 1$ atm para cada componente dos reagentes e produtos, a Eq. 15–26 é reduzida a

$$W_{rev} = \sum N_r \bar{g}_{f,r}^\circ - \sum n_p \bar{g}_{f,p}^\circ \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(15–27)}$$

Podemos concluir a partir da equação anterior que o valor $-\bar{g}_f^\circ$ (o negativo da função de Gibbs de formação a 25 °C e 1 atm) de um composto representa o *trabalho reversível* associado à formação daquele composto a partir seus elementos estáveis a 25 °C e 1 atm em um ambiente também a 25 °C e 1 atm (Fig. 15–31). Os valores $\bar{g}_f^\circ$ de diversas substâncias estão listados na Tab. A–26.

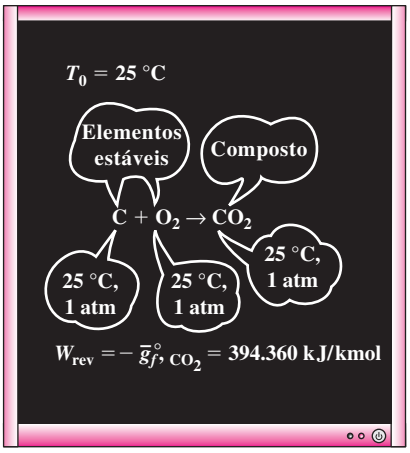


FIGURA 15–31 O negativo da função de Gibbs de formação para um composto a 25 °C, 1 atm representa o trabalho reversível associado à formação daquele composto a partir de seus elementos estáveis a 25 °C e 1 atm em um ambiente que também está a 25 °C e 1 atm.

EXEMPLO 15–9 Trabalho reversível associado a um processo de combustão

Uma lbmol de carbono a 77 °F e 1 atm é queimado em regime permanente com 1 lbmol de oxigênio no mesmo estado mostrado na Fig. 15–32. O CO_2 formado durante o processo é levado até 77 °F e 1 atm, as condições da vizinhança. Admitindo que a combustão seja completa, determine o trabalho reversível para esse processo.

SOLUÇÃO O carbono é queimado em regime permanente com oxigênio puro. O trabalho reversível associado a esse processo deve ser determinado.

Hipóteses **1** A combustão é completa. **2** Há condições de regime permanente durante a combustão. **3** O oxigênio e os gases de combustão são gases ideais. **4** As alterações nas energias cinética e potencial são desprezíveis.

Propriedades A função de Gibbs de formação a 77 °F e 1 atm é 0 para o C e o O_2, e –169.680 Btu/lbmol para o CO_2. A entalpia de formação é 0 para o C e o O_2, e –169.300 Btu/lbmol para o CO_2. A entropia absoluta é 1,36 Btu/lbmol·R para o C, 49,00 Btu/lbmol·R para o O_2, e 51,07 Btu/lbmol·R para o CO_2 (Tab. A–26E).

Análise A equação da combustão é

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

O carbono e os gases O_2 e CO_2 estão a 77 °F e 1 atm, que é o estado de referência padrão e também o estado da vizinhança. Portanto, neste caso o trabalho reversível é apenas a diferença entre a função de Gibbs de formação dos reagentes e dos produtos (Eq. 15–27):

$$\begin{aligned} W_{rev} &= \sum N_r \bar{g}_{f,r}^\circ - \sum N_p \bar{g}_{f,p}^\circ \\ &= \overbrace{N_C \bar{g}_{f,C}^\circ}^{0} + \overbrace{N_{O_2} \bar{g}_{f,O_2}^\circ}^{0} - N_{CO_2} \bar{g}_{f,CO_2}^\circ = -N_{CO_2} \bar{g}_{f,CO_2}^\circ \\ &= (-1 \text{ lbmol})(-169.680 \text{ Btu/lbmol}) \\ &= \mathbf{169.680 \text{ Btu}} \end{aligned}$$

(*continua*)

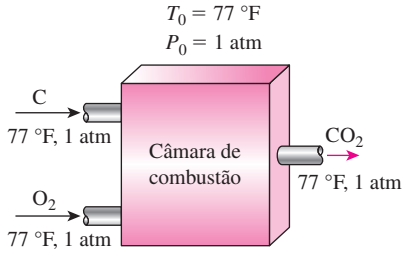


FIGURA 15–32 Esquema para o Exemplo 15–9.

(*continuação*)

considerando o $\overline{g}_f^\circ$ dos elementos estáveis a 77 °F e 1 atm é zero. Assim, 169.680 Btu de trabalho poderiam ser realizados quando 1 lbmol de C fosse queimado com 1 lbmol de O_2 a 77 °F e 1 atm em um ambiente no mesmo estado. Neste caso, o trabalho reversível representa a exergia dos reagentes, uma vez que o produto (o CO_2) está no estado da vizinhança.

Discussão Também poderíamos determinar o trabalho reversível sem envolver a função de Gibbs, usando a Eq. 15–24:

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_r - \sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_p \\ &= \sum N_r(\overline{h}_f^\circ - T_0\overline{s})_r - \sum N_p(\overline{h}_f^\circ - T_0\overline{s})_p \\ &= N_C(\overline{h}_f^\circ - T_0\overline{s}^\circ)_C + N_{O_2}(\overline{h}_f^\circ - T_0\overline{s}^\circ)_{O_2} - N_{CO_2}(\overline{h}_f^\circ - T_0\overline{s}^\circ)_{CO_2} \end{aligned}$$

Substituindo os valores da entalpia de formação e da entropia absoluta, obtemos

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} = {} & (1\ \text{lbmol C})[0 - (537\ \text{R})(1{,}36\ \text{Btu/lbmol}\cdot\text{R})] \\ & + (1\ \text{lbmol } O_2)[0 - (537\ \text{R})(49{,}00\ \text{Btu/lbmol}\cdot\text{R})] \\ & - (1\ \text{lbmol } CO_2)[-169.300\ \text{Btu/lbmol} - (537\ \text{R})(51{,}07\ \text{Btu/lbmol}\cdot\text{R})] \\ = {} & \mathbf{169.680\ Btu} \end{aligned}$$

ou seja, idêntico ao resultado obtido anteriormente.

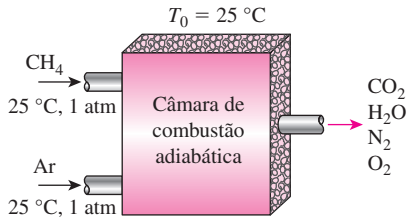


FIGURA 15–33 Esquema para o Exemplo 15–10.

EXEMPLO 15–10 Análise de segunda lei da combustão adiabática

O gás metano (CH_4) entra em uma câmara de combustão adiabática que opera em regime permanente a 25 °C e 1 atm. Ele é queimado com 50% de excesso de ar, que também entra na câmara a 25 °C e 1 atm, como mostra a Fig. 15–33. Admitindo que a combustão seja completa, determine (*a*) a temperatura dos produtos, (*b*) a geração de entropia e (*c*) o trabalho reversível e a destruição da exergia. Admita que T_0 = 298 K e que os produtos saem da câmara de combustão a 1 atm de pressão.

SOLUÇÃO O metano é queimado com excesso de ar em regime permanente em uma câmara de combustão. A temperatura do produto, a entropia gerada, o trabalho reversível e a exergia destruída devem ser determinados.

Hipóteses **1** Existem condições de escoamento em regime permanente durante a combustão. **2** O ar e os gases de combustão são gases ideais. **3** As alterações nas energias cinética e potencial são desprezíveis. **4** A câmara de combustão é adiabática, e portanto, não há transferência de calor. **5** A combustão é completa.

Análise (*a*) A equação balanceada para o processo completo de combustão com 50% de excesso de ar é

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11{,}28N_2$$

Sob regime permanente, a temperatura da chama adiabática é determinada com $H_{\text{prod}} = H_{\text{reag}}$, que se reduz a

$$\sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_p = \sum N_r\overline{h}_{f,r}^\circ = (N\overline{h}_f^\circ)_{CH_4}$$

uma vez que todos os reagentes estão no estado de referência padrão e $\overline{h}_f^\circ$ = O para o O_2 e o N_2. Admitindo comportamento de gás ideal para o ar e os produtos, os valores $\overline{h}_f^\circ$ e *h* dos diversos componentes a 298 K podem ser listados como

Substância	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/mol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/mol
$CH_4(g)$	−74.850	—
O_2	0	8.682
N_2	0	8.669
$H_2O(g)$	−241.820	9.904
CO_2	−393.520	9.364

Substituindo, temos

$$\begin{aligned}&(1\text{ kmol }CO_2)[(-393.520 + \bar{h}_{CO_2} - 9.364)\text{ kJ/kmol }CO_2]\\&+ (2\text{ kmol }H_2O)[(-241.820 + \bar{h}_{H_2O} - 9.904)\text{ kJ/kmol }H_2O]\\&+ (11{,}28\text{ kmol }N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8.669)\text{ kJ/kmol }N_2]\\&+ (1\text{ kmol }O_2)[(0 + \bar{h}_{O_2} - 8.682)\text{ kJ/kmol }O_2]\\&= (1\text{ kmol }CH_4)(-74.850\text{ kJ/kmol }CH_4)\end{aligned}$$

que resulta em

$$\bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O} + \bar{h}_{O_2} + 11{,}28\bar{h}_{N_2} = 937.950\text{ kJ}$$

Por tentativa e erro, a temperatura dos produtos é determinada como:

$$T_{prod} = \mathbf{1.789\ K}$$

(*b*) Observando que a combustão é adiabática, a geração de entropia durante esse processo é determinada pela Eq. 15–20:

$$S_{ger} = S_{prod} - S_{reag} = \sum N_p \bar{s}_p - \sum N_r \bar{s}_r$$

O CH_4 está a 25 °C e 1 atm e, portanto, sua entropia absoluta é $\bar{s}_{CH4} = 186{,}16$ kJ/kmol·k (Tab. A–26). Os valores da entropia listados nas tabelas do gás ideal são dados para a pressão de 1 atm. O ar e os gases do produto estão a uma pressão total de 1 atm, mas as entropias devem ser calculadas à pressão parcial dos componentes, que é igual a $P_i = y_i P_{total}$, onde *yi* é a fração molar do componente *i*. Da Eq. 15–22:

$$S_i = N_i \bar{s}_i(T, P_i) = N_i[\bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln y_i P_m]$$

Os cálculos da entropia podem ser representados na forma tabular como:

	N_i	y_i	$\bar{s}_i^\circ(T, 1\text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i\bar{s}_i^\circ$
CH_4	1	1,00	186,16	—	186,16
O_2	3	0,21	205,04	12,98	654,06
N_2	11,28	0,79	191,61	1,96	2.183,47
				S_{reag} =	3.023,69
CO_2	1	0,0654	302,517	22,674	325,19
H_2O	2	0,1309	258,957	16,905	551,72
O_2	1	0,0654	264,471	22,674	287,15
N_2	11,28	0,7382	247,977	2,524	2.825,65
				S_{prod} =	3.989,71

(*continua*)

(*continuação*)

Assim,

$$S_{ger} = S_{prod} - S_{reag} = (3.989{,}71 - 3.023{,}69)\ \text{kJ/kmol·K}\ CH_4$$
$$= \mathbf{966{,}0\ kJ/kmol·K}$$

(*c*) A destruição da exergia ou a irreversibilidade associada a esse processo é determinada por meio da Eq. 15–23,

$$X_{destruída} = T_0 S_{ger} = (298\ \text{K})(966{,}0\ \text{kJ/kmol·K})$$
$$= \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Ou seja, 288 MJ de potencial de realização de trabalho são desperdiçados durante esse processo de combustão para cada kmol de metano queimado. Esse exemplo mostra que até mesmo os processos com combustão completa são altamente irreversíveis.

Esse processo não envolve trabalho real. Assim, o trabalho reversível e a exergia destruída são idênticos:

$$W_{rev} = \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Ou seja, 288 MJ de trabalho poderiam ser realizados durante esse processo, mas não são. Em vez disso, todo o potencial de realização de trabalho é desperdiçado.

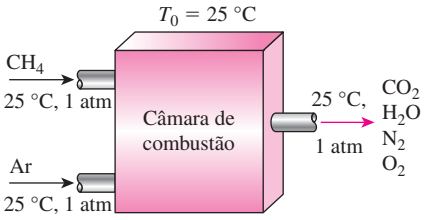


FIGURA 15–34 Esquema para o Exemplo 15–11.

EXEMPLO 15–11 Análise de segunda lei da combustão isotérmica

O gás metano (CH_4) entra em uma câmara de combustão que opera em regime permanente a 25 °C e 1 atm e é queimado com 50% de excesso de ar, o qual também entra na câmara a 25 °C e 1 atm, como mostra a Fig. 15–34. Após a combustão, os produtos são resfriados até 25 °C. Admitindo a combustão completa, determine (*a*) a transferência de calor por kmol de CH_4, (*b*) a geração de entropia e (*c*) o trabalho reversível e a destruição da exergia. Admita que $T_0 = 298$ K e que os produtos saem da câmara de combustão a 1 atm de pressão.

SOLUÇÃO Aqui, há o mesmo processo de combustão que discutimos no Exemplo 15–10, exceto pelo fato de que os produtos da combustão são levados até o estado da vizinhança por transferência de calor. Assim, a equação da combustão permanece a mesma:

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11{,}28N_2$$

A 25 °C, parte da água se condensará. A quantidade de vapor de água que permanece nos produtos (consultar o Exemplo 15–3) é determinada por meio de

$$\frac{N_v}{N_{gás}} = \frac{P_v}{P_{total}} = \frac{3{,}1698\ \text{kPa}}{101{,}325\ \text{kPa}} = 0{,}03128$$

e

$$N_v = \left(\frac{P_v}{P_{\text{total}}}\right) N_{\text{gás}} = (0{,}03128)(13{,}28 + N_v) \rightarrow N_v = 0{,}43 \text{ kmol}$$

Assim, 1,57 kmol da H_2O formada está na forma líquida, que é removida a 25 °C e 1 atm. Quando as pressões parciais dos componentes dos gases do produto são avaliadas, as únicas moléculas de água que precisam ser consideradas são aquelas que estão na fase de vapor. Como já dissemos, todos os reagentes gasosos e os produtos são considerados gases ideais.

(*a*) A transferência de calor durante esse processo de combustão em regime permanente é determinada pelo balanço de energia $E_{\text{sai}} = E_{\text{ent}}$ na câmara de combustão,

$$Q_{\text{sai}} + \sum N_p \overline{h}^\circ_{f,p} = \sum N_r \overline{h}^\circ_{f,r}$$

uma vez que todos os reagentes e produtos estão na referência padrão de 25 °C e a entalpia dos gases ideais depende apenas da temperatura. Explicitando Q_{sai} e substituindo os valores $\overline{h}^\circ_f$ temos

$$\begin{aligned} Q_{\text{sai}} = {} & (1 \text{ kmol } CH_4)(-74.850 \text{ kJ/kmol } CH_4) \\ & -(1 \text{ kmol } CO_2)(-393.520 \text{ kJ/kmol } CO_2) \\ & -[0{,}43 \text{ kmol } H_2O(g)][-241.820 \text{ kJ/kmol } H_2O(g)] \\ & -[1{,}57 \text{ kmol } H_2O(\ell)][-285{,}830 \text{ kJ/kmol } H_2O(\ell)] \\ = {} & \mathbf{871.400 \text{ kJ/kmol } CH_4} \end{aligned}$$

(*b*) A entropia dos reagentes foi avaliada no Exemplo 15–10 e determinada como $S_{\text{reag}} = 3023{,}69$ kJ/kmol·K CH_4. De acordo com uma abordagem semelhante, a entropia dos produtos é determinada como

	N_i	y_i	$\overline{s}^\circ_i(T, 1 \text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i \overline{s}^\circ_i$
$H_2O(\ell)$	1,57	1,0000	69,92	—	109,77
H_2O	0,43	0,0314	188,83	28,77	93,57
CO_2	1	0,0729	213,80	21,77	235,57
O_2	1	0,0729	205,04	21,77	226,81
N_2	11,28	0,8228	191,61	1,62	2.179,63
				S_{prod} =	2.845,35

Portanto, a geração de entropia total durante esse processo é determinada por meio de um balanço de entropia aplicado a um *sistema estendido* que inclui a vizinhança imediata da câmara de combustão

$$\begin{aligned} S_{\text{ger}} &= S_{\text{prod}} - S_{\text{reag}} + \frac{Q_{\text{sai}}}{T_{\text{viz}}} \\ &= (2.845{,}35 - 3.023{,}69) \text{ kJ/kmol} + \frac{871.400 \text{ kJ/kmol}}{298 \text{ K}} \\ &= \mathbf{2.746 \text{ kJ/kmol·K } CH_4} \end{aligned}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*c*) A destruição da exergia e o trabalho reversível associado a esse processo são determinados por

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} = (298\ \text{K})(2.746\ \text{kJ/kmol·K})$$
$$= \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

e

$$W_{\text{rev}} = X_{\text{destruída}} = \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

uma vez que esse processo não envolve trabalho real. Portanto, 818 MJ de trabalho poderiam ter sido realizados durante esse processo, mas não foram. Em vez disso, todo o potencial de realização de trabalho foi desperdiçado. O trabalho reversível neste caso representa a exergia dos reagentes antes do começo da reação, pois os produtos estão em equilíbrio com a vizinhança, ou seja, estão no estado morto.

Discussão Observe que, por questões de simplicidade, calculamos a entropia dos gases do produto antes de eles realmente entrarem na atmosfera e se misturarem aos gases atmosféricos. Uma análise mais completa consideraria a composição da atmosfera e a mistura dos gases do produto com os gases da atmosfera, formando uma mistura homogênea. Existe uma geração adicional de entropia durante esse processo de mistura e, portanto, um adicional de potencial de trabalho desperdiçado.

TÓPICO DE INTERESSE ESPECIAL*

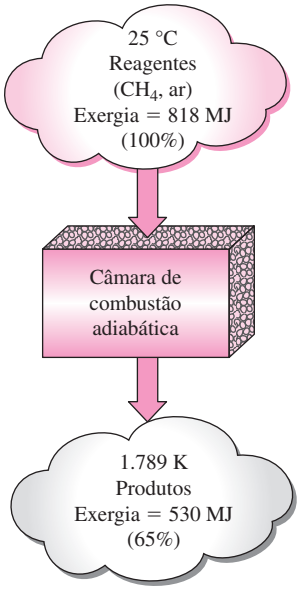


FIGURA 15–35 A disponibilidade do metano diminui em 35% como resultado do processo de combustão irreversível.

Células combustíveis

Combustíveis como o metano normalmente são queimados para fornecer energia térmica a altas temperaturas, utilizada em máquinas térmicas. Entretanto, uma comparação entre os trabalhos reversíveis obtidos nos dois últimos exemplos revela que a exergia dos reagentes (818 MJ/kmol CH_4) diminui em 288 MJ/kmol como resultado apenas do processo de combustão adiabática irreversível. Ou seja, a exergia dos gases de combustão quentes ao final do processo de combustão adiabática é 818 − 288 = 530 MJ/kmol CH_4. Em outras palavras, o potencial de realização de trabalho dos gases de combustão quentes equivale a aproximadamente 65% do potencial de realização de trabalho dos reagentes. Parece que, quando o metano é queimado, 35% do potencial de realização de trabalho é perdido antes mesmo de começarmos a usar a energia térmica (Fig. 15–35).

Assim, a segunda lei da termodinâmica sugere que deve haver um modo melhor de converter a energia química em trabalho. A melhor maneira, obviamente, é a menos irreversível, e melhor ainda é o caso reversível. Nas reações químicas, a irreversibilidade se deve à troca descontrolada de elétrons entre os componentes reagentes. A troca de elétrons pode ser controlada pela substituição da câmara de combustão por células eletrolíticas, como ocorre nas baterias dos automóveis. (Isso é como substituir a expansão irrestrita de um gás nos sistemas mecânicos pela expansão restrita.) Nas células eletrolíticas, os elétrons são trocados através de fios condutores conectados à carga, e a energia química é convertida diretamente em energia elétrica. Os dispositivos de conversão de energia que funcionam de acordo com esse princípio são chamados

* Esta seção pode ser ignorada sem perda de continuidade.

de **células combustíveis**. As células combustíveis não são máquinas térmicas; portanto, suas eficiências não são limitadas pela eficiência de Carnot. Elas convertem energia química em energia elétrica de forma isotérmica.

Uma célula combustível funciona como uma bateria, exceto pelo fato de que ela produz sua própria eletricidade, combinando um combustível com oxigênio de uma célula de forma eletroquímica sem combustão, descartando o calor desperdiçado. Uma célula combustível consiste em dois eletrodos separados por um eletrólito como um óxido sólido, ácido fosfórico ou carbonato fundido. A energia elétrica gerada por uma única célula combustível geralmente é pequena demais para ter utilidade. Portanto, as células combustíveis são empilhadas em aplicações práticas. Essa modularidade permite que as células combustíveis tenham flexibilidade considerável nas aplicações: o mesmo projeto pode ser usado para gerar uma pequena quantidade de energia em uma estação de comutação remota ou uma grande quantidade de potência para fornecer eletricidade a toda uma cidade. Portanto, as células combustíveis são chamadas de "microchip da indústria da energia".

A operação de uma célula combustível de hidrogênio/oxigênio é ilustrada na Fig. 15–36. O hidrogênio é ionizado na superfície do ânodo, e os íons de hidrogênio fluem através do eletrólito até o cátodo. Existe uma diferença de potencial entre o ânodo e o cátodo, e os elétrons livres fluem do ânodo para o cátodo através de um circuito externo (como um motor ou um gerador). Os íons do hidrogênio combinam com o oxigênio e os elétrons livres da superfície do cátodo, formando água. Portanto, a célula combustível opera como um sistema de eletrólise que funciona ao contrário. Em operação contínua, o hidrogênio e o oxigênio entram continuamente na célula combustível como reagentes e a água sai como produto. Portanto, da exaustão da célula combustível obtém-se água potável.

A célula combustível foi inventada por William Groves em 1839, mas não recebeu muita atenção até a década de 1960, quando foi usada para produzir eletricidade e água para as naves espaciais Gemini e Apollo durante suas missões até a Lua. Hoje elas são usadas com a mesma finalidade nas missões de ônibus espaciais. Apesar dos efeitos irreversíveis, como resistência interna ao fluxo de elétrons, as células a combustível têm um grande potencial para atingir eficiências de conversão muito mais altas. No momento, as células combustíveis estão disponíveis comercialmente, mas só são competitivas em alguns nichos de mercado devido a seu alto custo. As células combustíveis produzem potência elétrica de alta qualidade de modo eficiente e silencioso, enquanto geram emissões baixas usando uma variedade de combustíveis como o hidrogênio, o gás natural, o propano e o biogás. Recentemente, muitas células combustíveis foram instaladas para gerar eletricidade: um posto policial remoto no Central Park em Nova York, por exemplo é abastecido por uma célula combustível de ácido fosfórico de 200 kW, que tem eficiência de 40% com emissões desprezíveis (ela emite 1 ppm de NO_x e 5 ppm de CO).

Sistemas de potência híbridos (SPH) que combinam células combustíveis de alta temperatura e turbinas a gás têm o potencial para alcançar eficiências muito altas ao converter o gás natural (ou mesmo o carvão) em eletricidade. Da mesma forma, alguns fabricantes de automóveis planejam lançar automóveis movidos a motores de célula combustível, o que mais do que duplicaria a eficiência de menos de 30% dos motores a gasolina, que chegaria a 60% com as células combustíveis. Intensas pesquisas e programas de desenvolvimento de grandes fabricantes de automóveis estão em andamento para tornar os automóveis de células de combustíveis econômicos e comercialmente disponíveis em um futuro próximo.

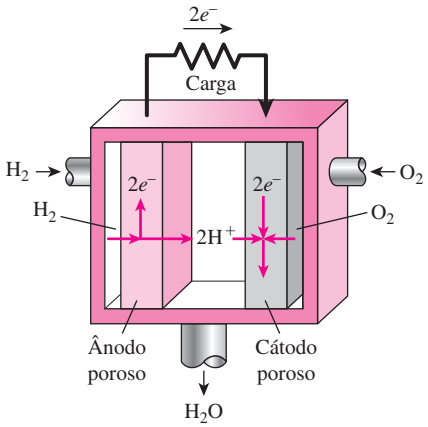


FIGURA 15–36 A operação de uma célula combustível de hidrogênio/oxigênio.

RESUMO

Todo material que pode ser queimado para liberar energia é chamado de *combustível*, e uma reação química durante a qual um combustível é oxidado e uma grande quantidade de energia é liberada é chamada de *combustão*. O oxidante mais usado nos processos de combustão é o ar. A composição do ar seco pode ser aproximada para 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em mols. Portanto,

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3{,}76 \text{ kmol } N_2 = 4{,}76 \text{ kmol ar}$$

Durante um processo de combustão, os componentes que existem antes da reação são chamados de *reagentes*, e os que existem após a reação são chamados de *produtos*. As equações químicas são balanceadas com base no *princípio da conservação de massa*, que diz que a massa total de cada elemento é conservada durante uma reação química. A razão entre a massa do ar e a massa do combustível durante um processo de combustão é chamada de *razão ar/combustível* AC:

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{combustível}}}$$

onde $m_{\text{ar}} = (NM)_{\text{ar}}$ e $m_{\text{combustível}} = \Sigma(N_i M_i)_{\text{combustível}}$.

Um processo de combustão está *completo* quando todo o carbono do combustível é queimado em CO_2, todo o hidrogênio é queimado em H_2O e todo o enxofre (se houver) é queimado em SO_2. A quantidade mínima de ar necessária para a completa combustão de um combustível é chamada de *ar estequiométrico* ou *ar teórico*. O ar teórico também é chamado de quantidade quimicamente correta de ar ou ar 100% teórico. O processo de combustão ideal durante o qual um combustível é queimado completamente com o ar teórico é chamado de *combustão estequiométrica* ou *combustão teórica* daquele combustível. O ar além da quantidade estequiométrica é chamado de *excesso de ar*. A quantidade de excesso de ar em geral é expressa em relação ao ar estequiométrico como *percentual de excesso de ar* ou *percentual de ar teórico*.

Durante uma reação química, algumas ligações químicas são quebradas e outras são formadas. Portanto, um processo que envolve reações químicas envolve mudanças nas energias químicas. Devido à alteração da composição, é preciso ter um *estado de referência padrão* para todas as substâncias, o qual é escolhido como 25° (77 °F) e 1 atm.

A diferença entre a entalpia dos produtos em um estado especificado e a entalpia dos reagentes no mesmo estado para uma reação completa é chamada de *entalpia de reação* h_R. Para processos de combustão, a entalpia de reação geralmente é chamada de *entalpia de combustão* h_C, que representa a quantidade de calor liberada durante um processo de combustão em regime permanente quando 1 kmol (ou 1 kg) de combustível é queimado completamente a uma temperatura e pressão especificadas. A entalpia de uma substância em um estado especificado devido à sua composição química é chamada de *entalpia de formação* $\bar{h}_f$. A entalpia de formação de todos os elementos estáveis recebe um valor zero no estado de referência padrão a 25 °C e 1 atm. O *poder calorífico* de um combustível é definido como a quantidade de calor liberada quando um combustível é completamente queimado em um processo em regime permanente e quando os produtos voltam ao estado dos reagentes. O poder calorífico de um combustível é igual ao valor absoluto da entalpia de combustão do combustível,

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad (\text{kJ/kg combustível})$$

Considerando a transferência de calor *para* o sistema e o trabalho realizado *pelo* sistema como quantidades positivas, a relação de conservação da energia para sistemas com ocorrência de reações químicas e que operam em regime permanente pode ser expressa por unidade de mol de combustível como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

onde o sobrescrito ° representa as propriedades no estado de referência padrão de 25°C e 1 atm. Para um sistema fechado isso se torna

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Os termos $P\bar{v}$ são desprezíveis para sólidos e líquidos e podem ser substituídos por R_uT para os gases que apresentam comportamento de gases ideais.

Na ausência de perda de calor para a vizinhança ($Q = 0$), a temperatura dos produtos atingirá um máximo, que é chamado de *temperatura adiabática de chama* da reação. A temperatura adiabática de chama de um processo de combustão com escoamento em regime permanente é determinada por $H_{\text{prod}} = H_{\text{reag}}$ ou

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

Considerando positivo o sentido da transferência de calor *para o* sistema, a relação de balanço da entropia pode ser expressa para um *sistema fechado* ou *câmara de combustão em regime permanente* como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{ger}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{reag}}$$

Em um *processo adiabático* isso se reduz a

$$S_{\text{ger, adiabático}} = S_{\text{prod}} - S_{\text{reag}} \geq 0$$

A terceira lei da termodinâmica estabelece que a entropia de uma substância cristalina pura à temperatura de zero absoluto é zero. A terceira lei oferece uma base comum para a entropia de todas as substâncias, e os valores da entropia com relação a essa base chamam-se *entropia absoluta*. As tabelas do gás ideal listam os valores da entropia absoluta para uma ampla variedade de temperaturas, mas com pressão fixa de $P_0 = 1$ atm. Os valores de entropia absoluta a outras pressões P para uma temperatura T qualquer são determinados por

$$\bar{s}(T, P) = \bar{s}^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0}$$

Para o componente *i* de uma mistura de gases ideais, essa relação pode ser escrita como

$$\bar{s}_i(T, P_i) = \bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0}$$

em que P_i é a pressão parcial, y_i é a fração molar do componente e P_m é a pressão total da mistura, em atmosferas.

A *destruição da exergia* e o *trabalho reversível* associado a uma reação química são determinados por

$$X_{\text{destruída}} = W_{\text{rev}} - W_{\text{real}} = T_0 S_{\text{ger}}$$

e

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_p$$

Quando os reagentes e produtos estão à temperatura da vizinhança T_0, o trabalho reversível pode ser expresso em relação às funções de Gibbs como

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_p$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. S. W. Angrist. *Direct Energy Conversion*. 4th ed. Boston: Allyn and Bacon, 1982.
2. I. Glassman. *Combustion*. New York: Academic Press, 1977.
3. R. Strehlow. *Fundamentals of Combustion*. Scranton, PA: International Textbook Co., 1968.

PROBLEMAS*

Combustíveis e combustão

15–1C De que maneira a presença do N_2 no ar afeta o resultado de um processo de combustão?

15–2C De que maneira a presença de umidade no ar afeta o resultado de um processo de combustão?

15–3C O número de átomos de cada elemento é conservado durante uma reação química? E o número total de mols?

15–4C O que é a razão ar/combustível? Qual a sua relação com a razão combustível/ar?

15–5C A razão ar/combustível expressa em mols corresponde à mesma razão ar/combustível expressa em massa?

15–6C O que representa a temperatura de ponto de orvalho dos gases do produto? Como é determinada?

15–7 Traços de enxofre (S) no carvão são queimados na presença de oxigênio diatômico (O_2) para formar dióxido de enxofre (SO_2). Determine a massa mínima de oxigênio necessária nos reagentes e a massa de dióxido de enxofre nos produtos quando 1 kg de enxofre é queimado.

15–8E Metano (CH_4) é queimado na presença de oxigênio diatômico. Os produtos da combustão consistem em vapor de água e dióxido de carbono gasoso. Determine a massa de vapor de água gerada quando 1 lbm de metano é queimado.

Resposta: 2,25 lbm H_2O/lbm de combustível

Processos teóricos e reais de combustão

15–9C O que representa 100% de ar teórico?

15–10C A combustão completa e a combustão teórica são idênticas? Se não forem, em que diferem?

15–11C Considere um combustível que é queimado com (*a*) 130% de ar teórico e (*b*) 70% de excesso de ar. Em qual caso o combustível é queimado com mais ar?

15–12C Quais são as causas da combustão incompleta?

15–13C É mais provável encontrar CO ou OH nos produtos de uma combustão incompleta de um combustível de hidrocarboneto? Por quê?

15–14 Combustível propano (C_3H_8) é queimado na presença de ar. Considerando que a combustão é teórica – isto é, apenas nitrogênio (N_2), vapor de água (H_2O) e dióxido de carbono (CO_2) estão presentes no produto – determine (*a*) a fração mássica do dióxido de carbono e (*b*) a fração molar e mássica do vapor de água nos produtos.

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

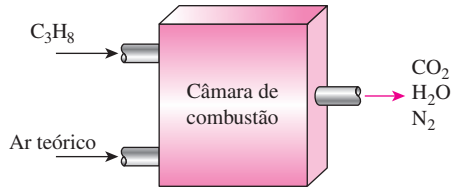


FIGURA P15–14

15–15 O misturador de combustível em um queimador de gás natural mistura metano (CH_4) com ar para formar uma mistura inflamável na saída. Determine as vazões mássicas para as duas entradas, necessárias para produzir 0,5 kg/s de uma mistura ideal de combustão na saída.

15–16 Em uma combustão, n-butano (C_4H_{10}) é queimado com quantidade estequiométrica de oxigênio. Determine a fração molar de dióxido de carbono e água nos produtos. Além disso, calcule o número de mols de dióxido de carbono nos produtos por unidade de mol de combustível queimado.

15–17 Combustível propano (C_3H_8) é queimado com quantidade estequiométrica de ar. Determine a fração mássica de cada produto. Além disso, calcule a massa de água nos produtos e a massa de ar requerida por unidade de massa de combustível queimado.

15–18 Em uma combustão, n-octano (C_8H_{18}) é queimado com quantidade estequiométrica de ar. Calcule a fração mássica de cada produto e a massa de água nos produtos por unidade de massa de combustível queimado. Calcule também a fração mássica de cada reagente.

15–19 O acetileno (C_2H_2) é queimado com 10% de oxigênio em excesso em um maçarico de corte. Determine a fração mássica de cada um dos produtos. Calcule a massa de oxigênio utilizada por unidade de massa de acetileno queimado.

15–20 Em uma combustão, n-butano (C_4H_{10}) é queimado com um excesso de ar de 100%. Determine as frações molares de cada um dos produtos e calcule também a massa de dióxido de carbono nos produtos por unidade de massa do combustível e a razão ar/combustível.

15–21 Em uma combustão, n-octano (C_8H_{18}) é queimado com 50% de excesso de ar. Calcule a fração mássica de cada produto e a massa de água nos produtos por unidade de massa de combustível queimado. Calcule também a fração mássica de cada reagente.

15–22 Álcool etílico (C_2H_5OH) é queimado com 70% de excesso de ar. Calcule as frações molares dos produtos formados e dos reagentes e determine a massa de água e de oxigênio contido nos produtos por unidade de massa de combustível queimado.

15–23 Calcule a razão ar/combustível do Prob. 15–22.
Resposta: 15,3 kg de ar/kg de combustível

15–24 A gasolina (considerada C_8H_{18} neste exercício) é queimada continuamente com o ar em um motor a jato. Considerando que a razão ar/combustível é de 18 kg por ar/kg de combustível, determine a porcentagem de ar teórico usada durante esse processo.

15–25E Etileno (C_2H_4) é queimado com 175% de ar teórico durante um processo de combustão. Considerando que a combustão é completa e estabelecendo uma pressão total de 14,5 psia, determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a temperatura de orvalho dos produtos.
Respostas: (*a*) 25,9 lbm de ar/lbm de combustível; (*b*) 105 °F

15–26 Propileno (C_3H_6) é queimado com 50% de excesso de ar durante um processo de combustão. Considerando que a combustão é completa e estabelecendo uma pressão total de 105 kPa, determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a temperatura na qual o vapor de água dos produtos começará a condensar.

15–27 O butano (C_4H_{10}) é queimado com 200% de ar teórico. Para uma combustão completa, quantos kmol de água devem ser aspergidos na câmara de combustão por kmol de combustível, considerando que os produtos da combustão devem ter uma temperatura de orvalho de 60 °C quando a pressão do produto é de 100 kPa?

15–28 Uma mistura de combustível de 60% em massa de metano (CH_4) e 40% em massa de etanol (C_2H_6O) é totalmente queimada com ar teórico. Considerando que o fluxo total do combustível é de 10 kg/s, determine o fluxo de ar necessário.

Resposta: 139 kg/s

15–29 Determinado gás natural tem a seguinte análise volumétrica: 65% de CH_4, 8% de H_2, 18% de N_2, 3% de O_2 e 6% de CO_2. Esse gás é então completamente queimado com a quantidade estequiométrica de ar seco. Qual é a razão ar/combustível desse processo de combustão?

15–30 Repita o Prob. 15–29 substituindo o ar seco por ar úmido, que entra na câmara de combustão a 25 °C, 1 atm e 85% de umidade relativa.

15–31 Um combustível gasoso com análise volumétrica de 45% de CH_4, 35% de H_2 e 20% de N_2 é queimado completamente com 130% de ar teórico. Determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a fração de vapor de água que condensaria caso os gases do produto fossem resfriados a 25 °C e 1 atm.
Respostas: (*a*) 13,9 kg de ar/kg de combustível; (*b*) 84%

15–32 Reconsidere o Prob. 15–31. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos da variação das porcentagens de CH_4, H_2 e N_2 que compõem o combustível e da temperatura do gás de produto, considerando um intervalo entre 5 °C e 150 °C.

15–33 Carbono (C) é queimado com ar seco. A análise volumétrica dos produtos é de 10,06% de CO_2, 0,42% de CO, 10,69% de O_2 e 78,83% de N_2. Determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a porcentagem de ar teórico utilizado.

15–34 Metano (CH_4) é queimado com ar seco. A análise volumétrica dos produtos em base seca é de 5,20% de CO_2, 0,33% de CO, 11,24% de O_2 e 83,23% de N_2. Determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a porcentagem de ar teórico utilizado.
Respostas: (*a*) 34,5 kg de ar/kg de combustível; (*b*) 200%

15–35 Em um determinado processo de combustão, n-octano (C_8H_{18}) é queimado com 100% de excesso de ar, e o monóxido de carbono é formado a partir de 15% do carbono no combustível. Calcule as frações molares dos produtos e a temperatura de orvalho do vapor de água nos produtos, considerando que os produtos estão à pressão de 1 atm.
Respostas: 0,0548 (CO_2); 0,0097 (CO); 0,0725 (H_2O); 0,1056 (O_2); 0,7575 (N_2); 39,9 °C

15–36 Álcool metílico (CH_3OH) é queimado com 100% de excesso de ar. Durante o processo de combustão, 60% do carbono no combustível é convertido em CO_2, e 40% é convertido em CO.

Escreva a equação da reação balanceada e determine a razão ar/combustível.

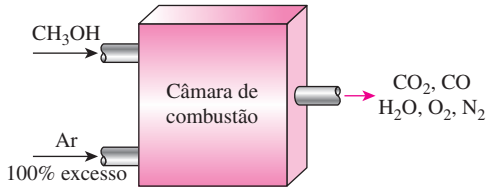


FIGURA P15–36

15–37 Álcool etílico (C_2H_5OH) é queimado com quantidade estequiométrica de ar. A combustão é incompleta, e 10% (em volume) do carbono no combustível formam monóxido de carbono enquanto 5% do hidrogênio formam OH. Calcule o peso molecular aparente dos produtos.

15–38 Um carvão proveniente do Colorado (Estados Unidos), cuja análise final (em massa) corresponde a 79,61% de C, 4,66% de H_2, 4,76% de O_2, 1,83% de N_2, 0,52% de S e 8,62% de cinzas (não combustíveis), é queimado com quantidade estequiométrica de ar. Desprezando o constituinte das cinzas, calcule as frações mássicas dos produtos e a massa de ar necessária por unidade de massa de carvão queimado.

15–39 Um carvão proveniente de Illinois (Estados Unidos), cuja análise final (em massa) corresponde a 67,40% de C, 5,31% de H_2, 15,11% de O_2, 1,44% de N_2, 2,36% de S e 8,38% de cinzas (não combustíveis) é queimado com 40% de excesso de ar. Calcule a massa de ar necessária por unidade de massa de carvão queimado e o peso molecular aparente do produto gasoso, desprezando o constituinte das cinzas.

Respostas: 13,8 kg de ar/kg de combustível; 29,7 kg/kmol

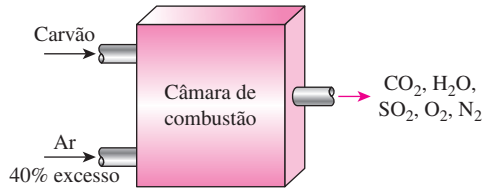


FIGURA P15–39

Entalpia de formação e entalpia de combustão

15–40C O que é a entalpia de combustão? Qual a diferença entre a entalpia de combustão e a entalpia de reação?

15–41C O que é a entalpia de formação? Qual a diferença entre a entalpia de formação e a entalpia de combustão?

15–42C Quais são os poderes caloríficos superior e inferior de um combustível? Qual é diferença entre eles? Qual a relação do poder calorífico de um combustível e a entalpia da combustão daquele combustível?

15–43C Quando a entalpia de formação e a entalpia de combustão são idênticas?

15–44C A entalpia de formação de uma substância se altera com a temperatura?

15–45C A $\bar{h}_f^\circ$ do N_2 é listada como zero. Isso significa que o N_2 não contém energia química no estado de referência padrão?

15–46C O que contém mais energia química, 1 kmol de H_2 ou 1 kmol de H_2O?

15–47 Determine a entalpia de combustão do metano (CH_4) a 25 °C e 1 atm usando os dados de entalpia de formação da Tab. A–26. Considere que a água dos produtos esteja na forma líquida. Compare seu resultado com o valor listado na Tab. A–27.

Resposta: –890.330 kJ/kmol

15–48 Reconsidere o Prob. 15–47. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da temperatura sobre a entalpia de combustão. Faça um gráfico que relacione a entalpia de combustão como função da temperatura no intervalo entre 25 °C e 600 °C.

15–49 Etano (C_2H_6) é queimado, à pressão atmosférica, com quantidade estequiométrica de ar como oxidante. Determine o calor rejeitado, em kJ/kmol de combustível, considerando que os produtos e reagentes estão a 25 °C e a água aparece nos produtos como vapor de água.

15–50 Qual o valor mínimo necessário da pressão dos produtos do Prob. 15–49 para que a água nos produtos esteja na forma de vapor?

15–51 Calcule o PCs e o PCi do combustível propano líquido (C_3H_8). Compare seus resultados com os valores da Tab. A–27.

15–52 Calcule o PCs e o PCi do combustível n-octano gasoso (C_8H_{18}). Compare seus resultados com os valores da Tab. A–27.

15–53 Calcule o poder calorífico superior e inferior de um carvão de Illinois, cuja análise final (em massa) corresponde a 67,40% de C, 5,31% de H_2, 15,11% de O_2, 1,44% de N_2, 2,36% de S e 8,38% de cinzas (não combustíveis). A entalpia de formação do SO_2 é –297.100 kJ/kmol. *Respostas:* 32.650 kJ/kg; 31.370 kJ/kg

Análise da primeira lei para os sistemas reativos

15–54C Obtenha uma relação de balanço de energia para um sistema fechado reativo que passa por um processo de expansão ou compressão de quase-equilíbrio a uma pressão constante.

15–55C Considere um processo de combustão completa durante o qual os reagentes e os produtos são mantidos no mesmo estado. A combustão é atingida com (*a*) 100% de ar teórico (*b*) 200% de ar teórico e (*c*) a quantidade quimicamente correta de oxigênio puro. Em qual caso a quantidade de calor transferida será maior? Explique.

15–56C Considere um processo de combustão completa durante o qual os reagentes entram na câmara de combustão a 20 °C e os produtos saem a 700 °C. A combustão é atingida com (*a*) 100% de ar teórico, (*b*) 200% de ar teórico e (*c*) a quantidade quimicamente correta de oxigênio puro. Em qual caso a quantidade de calor transferida será menor? Explique.

15–57 Combustível propano (C_3H_8) é queimado com uma razão ar/combustível de 25 em um forno aquecido à pressão atmosférica. Determine a transferência de calor por quilograma de combustível queimado, considerando que a temperatura dos produtos é tal que a água líquida só começa a se formar nos produtos.

15–58 Em um determinado processo de combustão, n-octano gasoso (C_8H_{18}) é queimado com 100% de excesso de ar em um queimador

de pressão constante. O ar e o combustível entram nesse queimador de forma constante nas condições padrão, e os produtos de combustão saem a 257 °C. Calcule a transferência de calor, em kJ/kg de combustível, durante essa combustão.

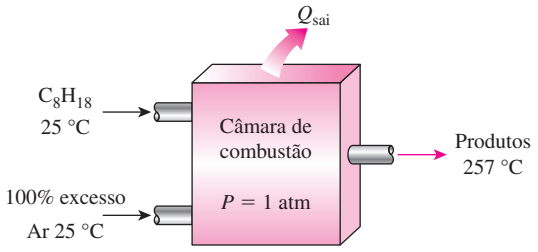


FIGURA P15–58

15–59 Combustível propano (C_3H_8) a 25 °C é misturado continuamente com 50% de excesso de ar a 500 °C em uma câmara de combustão à pressão atmosférica. Os produtos da combustão saem a 1.500 °C, e a vazão volumétrica do ar é de 1 m^3/s. Determine a taxa de transferência de calor nesse combustor.

15–60 O metano (CH_4) é completamente queimado com a quantidade estequiométrica de ar durante um processo de combustão em regime permanente. Considerando que os reagentes e os produtos são mantidos a 25 °C e 1 atm e que a água dos produtos existe na forma líquida, determine a quantidade de calor transferida da câmara de combustão durante esse processo. Qual seria sua resposta caso a combustão fosse realizada com 100% de excesso de ar?
Resposta: 890.330 kJ/kmol

15–61E Combustível *diesel* ($C_{12}H_{26}$) a 77 °F é queimado em regime permanente em uma câmara de combustão com 20% de excesso de ar – que também entra na câmara a 77 °F. Os produtos saem da câmara de combustão a 800 R. Considerando que a combustão é completa, determine a vazão mássica do *diesel* necessária para fornecer calor a uma taxa de 1.800 Btu/s. *Resposta:* 0,1 lbm/s

15–62 Um carvão do Texas, cuja análise final (em massa) corresponde a 39,25% de C, 6,93% de H_2, 41,11% de O_2, 0,72% de N_2, 0,79% de S e 11,20% de cinzas (não combustíveis) é queimado de forma constante com 40% de excesso ar em uma caldeira da usina. O carvão e o ar entram nessa caldeira nas condições padrão, e os produtos de combustão na chaminé estão a 127 °C. Calcule a transferência de calor nessa caldeira, em kJ/kg de combustível. Inclua o efeito do enxofre na análise de energia, observando que o dióxido de enxofre tem uma entalpia de formação de –297.100 kJ/kmol e um calor específico médio à pressão constante de c_p = 41,7 kJ/kmol·K.

15–63 O gás octano (C_8H_{18}) a 25 °C é queimado continuamente com 80% de excesso de ar a 25 °C, 1 atm e 40% de umidade relativa. Considerando que a combustão é completa e que os produtos saem da câmara de combustão a 1.000 K, determine a quantidade de calor transferida desse processo por unidade de massa do octano.

15–64 Reconsidere o Prob. 15–63. Usando o EES (ou outro programa) investigue o efeito da quantidade de excesso de ar sobre a transferência de calor para o processo de combustão. Considere uma variação de 0 a 200% para o excesso de ar. Esboce um gráfico da quantidade de calor transferida em função do excesso de ar e discuta os resultados.

15–65 Propano gasoso (C_3H_8) é queimado em um processo de regime permanente à pressão constante de 100 kPa com 200% de ar teórico. Durante o processo de combustão, 90% do carbono no combustível é convertido em CO_2 e 10% é convertido em CO. Determine

(*a*) a equação balanceada da combustão,

(*b*) a temperatura de orvalho dos produtos, em °C, e

(*c*) a transferência de calor da câmara de combustão (em kJ), depois que 100 kmol de combustível são queimados quando os reagentes entram na câmara de combustão a 25 °C e os produtos são resfriados a 25 °C.

	$\bar{h}_f^\circ$, kJ/kmol
$C_3H_8(g)$	−103.850
CO_2	−393.520
CO	−110.530
$H_2O(g)$	−241.820
$H_2O(l)$	−285.830

15–66 Uma mistura de combustível gasoso constituída de 40% de propano (C_3H_8) e 60% de metano (CH_4), em volume, é misturada com a quantidade teórica de ar seco e queimada em um processo de regime permanente à pressão constante de 100 kPa. O combustível e o ar entram na câmara de combustão a 298 K e passam por um processo de combustão completa. Os produtos saem da câmara de combustão a 398 K. Determine

(*a*) a equação balanceada da combustão,

(*b*) a quantidade de vapor de água condensada dos produtos, e

(*c*) o fluxo de ar necessário, em kg/h, quando o processo de combustão gera uma transferência de calor de 97.000 kJ/h na saída.

	$\bar{h}_f^\circ$, kJ/kmol	M, kg/kmol	$\bar{c}_p$, kJ/kmol·K
$C_3H_8(g)$	−103.850	44	
$CH_4(g)$	−74.850	16	
CO_2	−393.520	44	41,16
CO	−110.530	28	29,21
$H_2O(g)$	−241.820	18	34,28
$H_2O(l)$	−285.830	18	75,24
O_2		32	30,14
N_2		28	29,27

Resposta: (*c*) 34,4 kg/h

15–67 O combustível E10 gasoso é composto por 10% de etanol (C_2H_6O) e 90% de octano (C_8H_{18}) em base de kmol. Este combustível é queimado com 110% de ar teórico. Durante o processo de combustão, 90% do carbono no combustível é convertido em CO_2 e 10% é convertido em CO. Determine

(*a*) a equação balanceada da combustão,

(*b*) a temperatura de orvalho dos produtos, em °C, para uma pressão de produto de 100 kPa,

(*c*) a transferência de calor para o processo, em kJ, depois que 2,5 kg de combustível são queimados e os reagentes e os produtos estão a 25 °C com a água nos produtos restantes de um gás, e

(*d*) a umidade relativa do ar atmosférico, considerando que o ar atmosférico está a 25 °C e 100 kPa e os produtos são encontrados para conter 9,57 kmol de vapor de água por kmol de combustível queimado.

	$\bar{h}_f^\circ$, kJ/kmol	*M*, kg/kmol
$C_8H_{18}(g)$	−208.450	114
$C_2H_6O(g)$	−235.310	46
CO_2	−393.520	44
CO	−110.530	28
$H_2O/(g)$	−241.820	18
$H_2O(l)$	−285.830	18
O_2		32
N_2		28

Respostas: (*b*) 50,5 °C; (*c*) 105,5 MJ; (*d*) 59,9%

15–68 Um tanque com volume constante contém uma mistura de 120 g de gás metano (CH_4) e 600 g de O_2 a 25 °C e 200 kPa. O conteúdo do tanque é então incendiado, e o gás metano queima completamente. Considerando que a temperatura final é de 1.200 K, determine (*a*) a pressão final do tanque e (*b*) a quantidade de calor transferida durante esse processo.

15–69 Reconsidere o Prob. 15–68. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura final sobre a pressão final e da transferência de calor para o processo de combustão. Considere uma variação de 500 K a 1.500 K para a temperatura final. Faça um gráfico da pressão final e da quantidade de calor transferida em função da temperatura final e discuta os resultados.

15–70E Um lbmol de metano (CH_4) é submetido a uma combustão completa com quantidade estequiométrica de ar em um recipiente rígido. Inicialmente, o ar e o metano estão a 14,4 psia e 77 °F. Os produtos de combustão estão a 1.060 °F. Quanto calor é rejeitado do recipiente, em Btu/lbmol de combustível?

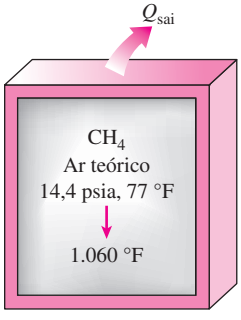


FIGURA P15–70E

15–71 Um tanque com volume constante contém uma mistura de 1 kmol de gás benzeno (C_6H_6) e 30% de excesso de ar a 25 °C e 1 atm. O conteúdo do tanque é incendiado e todo o hidrogênio do combustível queima em H_2O, mas apenas 92% do carbono queimam em CO_2; os 8% restantes formam o CO. Considerando que a temperatura final do tanque é de 1.000 K, determine a quantidade de calor transferida da câmara de combustão durante esse processo.

FIGURA P15–71

15–72E Um tanque com volume constante contém uma mistura de 1 lbmol de gás benzeno (C_6H_6) e 60% de excesso de ar a 77 °F e 1 atm. O conteúdo do tanque é então inflamado, e todo o hidrogênio do combustível queima em H_2O, mas apenas 92% do carbono queimam em CO_2; os 8% restantes formam CO. Considerando que a temperatura final do tanque é de 2.100 R, determine a quantidade de calor transferida da câmara de combustão durante esse processo.

Resposta: $7{,}57 \times 10^5$ Btu

15–73 Para fornecer ar aquecido a uma casa, um forno a gás de alta eficiência queima propano gasoso (C_3H_8) com eficiência de combustão de 96%. O combustível e os 140% de ar teórico são fornecidos à câmara de combustão a 25 °C e 100 kPa, e a combustão é completa. Como esse é um forno de alta eficiência, os gases do produto são resfriados até 25 °C e 100 kPa antes que deixem o forno. Para manter a casa na temperatura desejada, o forno deve ter uma taxa de transferência de calor de 31.650 kJ/h. Determine o volume diário da água condensada dos gases do produto.

Resposta: 8,7 L/dia

15–74 O produto massa-calor específico efetivo (mc_v) de um calorímetro de volume constante é de 100 kJ/K. Palha de trigo (considerada um combustível alternativo) é testada no calorímetro. Dez gramas dessa palha são colocadas no calorímetro. Depois de carregar o calorímetro com oxigênio e queimar a palha, verifica-se que a temperatura do calorímetro aumentou em 1,8 °C. Determine o valor de aquecimento dessa palha. Compare esse valor com o poder calorífico superior do combustível propano.

Temperatura adiabática de chama

15–75C Um combustível é completamente queimado com a quantidade estequiométrica de ar e, em seguida, com a quantidade estequiométrica de oxigênio puro. Em qual caso a temperatura adiabática de chama é maior?

15–76C Um combustível a 25 °C é queimado em uma câmara de combustão bem isolada com escoamento em regime permanente com ar, que também está a 25 °C. Sob quais condições a temperatura adiabática de chama do processo de combustão atingirá o máximo?

15–77 Hidrogênio (H_2) a 27 °C é queimado com 50% de excesso de ar (que também está a 27 °C) durante um processo adiabático de combustão em regime permanente. Considerando uma combustão completa, determine a temperatura de saída dos gases de produto. *Resposta:* 1.978 K

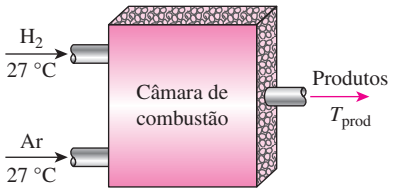


FIGURA P15–77

15–78 Reconsidere o Prob. 15–77. Usando o EES (ou outro programa), modifique esse problema para incluir os combustíveis butano, etano, metano e propano, bem como o H_2; para incluir os efeitos do ar de entrada e da temperatura do combustível; e o ar teórico percentual fornecido. Selecione um intervalo de parâmetros de entrada e discuta os resultados de suas opções.

15–79 Estime a temperatura adiabática de chama de uma tocha de corte de acetileno (C_2H_2) em °C, considerando que ela utiliza uma quantidade estequiométrica de oxigênio puro.
Resposta: 8.850 °C

15–80 Compare a temperatura adiabática de chama do combustível propano (C_3H_8), considerando um processo de combustão com quantidade estequiométrica de ar e um processo de combustão com 50% de excesso de ar. Os reagentes estão a 25 °C e 1 atm.

15–81 Octano líquido (C_8H_{18}) é queimado no combustor adiabático de pressão constante de um motor de avião com 40% de excesso de ar. O ar entra nesse combustor a 600 kPa e 307 °C, e o combustível é injetado no combustor a 25 °C. Estime a temperatura na qual os produtos da combustão deixam o combustor.
Resposta: 2.113 K

15–82 Um carvão da Pensilvânia (Estados Unidos), cuja análise final (em massa) corresponde a 84,36% de C, 1,89% de H_2, 4,40% de O_2, 0,63% de N_2, 0,89% de S e 7,83% de cinzas (não combustíveis) é queimado em uma caldeira industrial com 100% de ar em excesso. Essa combustão é incompleta, e 3% (em volume) de carbono nos produtos formam monóxido de carbono. Qual é o impacto da combustão incompleta da temperatura adiabática de chama (em °C), em comparação a um processo de combustão completa? Despreze o efeito do enxofre no balanço de energia.

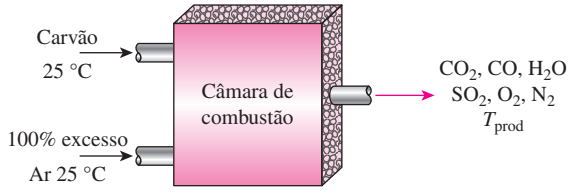


FIGURA P15–82

15–83 Um tanque de volume constante adiabático contém uma mistura de 1 kmol de gás de hidrogênio (H_2) e a quantidade estequiométrica de ar a 25 °C e 1 atm. Em um dado momento, o conteúdo do tanque é incendiado. Considerando uma combustão completa, determine a temperatura final no tanque.

15–84 O metano (CH_4) é queimado com 300% de excesso de ar em um recipiente de volume constante adiabático. Inicialmente, ar e metano estão a 1 atm e 25 °C. Considerando uma combustão completa, determine a pressão e a temperatura final dos produtos da combustão. *Respostas:* 394 kPa; 1.159 K

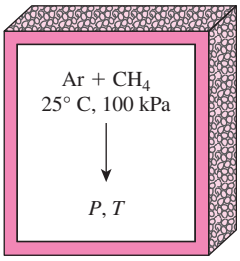


FIGURA P15–84

Variação da entropia e análise de segunda lei dos sistemas reativos

15–85C Explique o princípio do aumento de entropia para os sistemas quimicamente reativos.

15–86C Como são determinados os valores de entropia absoluta dos gases ideais a pressões diferentes de 1 atm?

15–87C O que representa a função de Gibbs de formação g_f° de um composto?

15–88 Em um processo de combustão, 2 kmol de H_2 a 25 °C e 1 atm são queimados em regime permanente com 1 kmol de O_2 no mesmo estado. O H_2O formado durante o processo é então levado até 25 °C e 1 atm, às mesmas condições da vizinhança. Considerando uma combustão completa, determine o trabalho reversível e a destruição de exergia desse processo.

15–89 O gás etileno (C_2H_4) entra em uma câmara de combustão adiabática a 25 °C e 1 atm e é queimado com 20% de excesso de ar, que entra na câmara a 25 °C e 1 atm. A combustão é completa, e os produtos saem da câmara de combustão à pressão de 1 atm. Considerando $T_0 = 25$ °C, determine (*a*) a temperatura dos produtos, (*b*) a geração de entropia e (*c*) a destruição de exergia.
Respostas: (*a*) 2.269,6 K; (*b*) 1.311,3 kJ/kmol·K; (*c*) 390.760 kJ/kmol

15–90 Octano líquido (C_8H_{18}) a 25 °C e 1 atm entra a uma vazão de 0,25 kg/min em uma câmara de combustão que opera em regime permanente. Ele é queimado com 50% de excesso de ar, que também entra na câmara a 25 °C e 1 atm. Após a combustão, os produtos são resfriados até 25 °C. Considerando uma combustão completa, na qual todo o H_2O dos produtos está na forma líquida,

determine (*a*) a taxa de transferência de calor da câmara de combustão, (*b*) a taxa de geração de entropia e (*c*) a taxa de destruição de exergia. Considere que $T_0 = 298$ K e que os produtos saem da câmara de combustão a 1 atm de pressão.

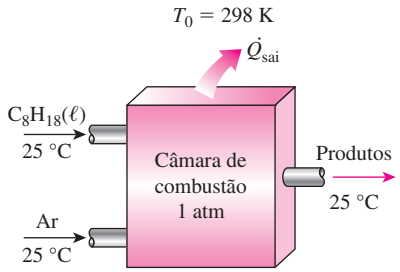


FIGURA P15–90

15–91E Gás benzeno (C_6H_6) a 1 atm e 77 °F é queimado durante um processo de combustão em regime permanente com 90% de ar teórico que entra na câmara de combustão a 77 °F e 1 atm. Todo o hidrogênio no combustível é queimado em H_2O, mas parte do carbono queima em CO. Calor é perdido para a vizinhança a 77 °F, e os produtos saem da câmara de combustão a 1 atm e 1.900 R. Determine (*a*) a transferência de calor da câmara de combustão e (*b*) destruição da exergia.

15–92 Propano líquido (C_3H_8) entra em uma câmara de combustão que opera em regime permanente a 25 °C e 1 atm a uma taxa de 0,4 kg/min, onde é misturado e queimado com 150% de excesso de ar que entra na câmara de combustão a 12 °C. Considerando que os produtos da combustão saem a 1.200 K e 1 atm, determine (*a*) a taxa de escoamento de massa do ar, (*b*) a taxa de transferência de calor da câmara de combustão e (*c*) a taxa de geração de entropia durante esse processo. Considere $T_0 = 25$ °C.

Respostas: (*a*) 15,7 kg/min; (*b*) 1.732 kJ/min; (*c*) 34,2 kJ/min·K

15–93 Reconsidere o Prob. 15–92. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da variação de 0 °C a 38 °C na temperatura da vizinhança sobre a taxa de destruição de exergia e faça um gráfico relacionando essas grandezas.

15–94 Em um processo de combustão, n-octano (C_8H_{18}) é queimado no combustor de pressão constante de um motor de avião com 70% de excesso de ar. O ar entra nesse combustor a 600 kPa e 327 °C, o combustível líquido é injetado a 25 °C e os produtos de combustão saem a 600 kPa e 1.227 °C. Determine a geração de entropia e destruição da exergia por unidade de massa de combustível durante esse processo de combustão. Considere $T_0 = 25$ °C.

15–95 Um motor de automóvel utiliza álcool metílico (CH_3OH) como combustível com 200% de excesso de ar. O ar entra nesse motor a 1 atm e 25 °C. Combustível líquido a 25 °C é misturado com esse ar antes da combustão. Os produtos de escape saem do sistema de escape a 1 atm e 77 °C. Qual é a quantidade máxima de trabalho, em kJ/kg de combustível, que pode ser produzida por esse motor? Considere $T_0 = 25$ °C.

Resposta: 22,8 MJ/kg de combustível

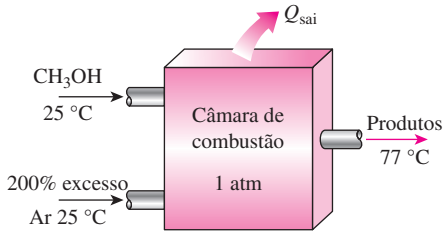


FIGURA P15–95

Problemas de revisão

15–96 Uma amostra de 1 g de determinado combustível é queimada em um calorímetro que contém 2 kg de água na presença de 100 g de ar na câmara de reação. Considerando que a temperatura se eleva em 2,5 °C quando o equilíbrio é estabelecido, determine o poder calorífico do combustível, em kJ/kg.

15–97E Hidrogênio (H_2) é queimado com 100% de excesso de ar que entra na câmara de combustão a 90 °F, 14,5 psia e 60% de umidade relativa. Considerando uma combustão completa, determine (*a*) a razão ar/combustível e (*b*) a vazão volumétrica de ar necessária para queimar o hidrogênio a uma taxa de 25 lbm/h.

15–98 Um combustível gasoso com 65% de CH_4, 25% de N_2 e 10% de O_2 (em mols) é queimado com ar seco que entra na câmara de combustão a 25 °C e 100 kPa. A análise volumétrica dos produtos em base seca é de 3,36% de CO_2, 0,09% de CO, 14,91% de O_2 e 81,64% de N_2. Determine (*a*) a razão ar/combustível, (*b*) a porcentagem de ar teórico utilizado e (*c*) a vazão volumétrica do ar usada para queimar o combustível alimentado a uma taxa de 3,5 kg/min.

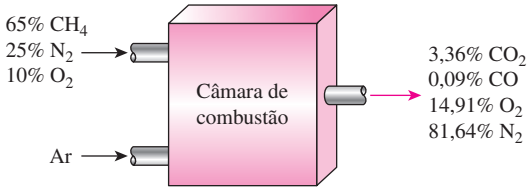


FIGURA P15–98

15–99E Combustível propano (C_3H_8) é queimado com quantidade estequiométrica de ar em um aquecedor de água. Os produtos de combustão estão à pressão de 1 atm e 120 °F. Qual fração do vapor de água nos produtos é vapor?

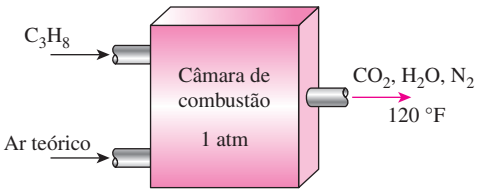


FIGURA P15–99E

15–100 Um carvão de Utah (Estados Unidos), cuja análise final (em massa) corresponde a 61,40% de C, 5,79% de H_2, 25,31% de O_2, 1,09% de N_2, 1,41% de S e 5,00% de cinzas (não combustíveis), é queimado com 25% de excesso de ar em uma caldeira industrial. Considerando uma combustão completa e sabendo que a pressão na chaminé da caldeira é de 1 atm, calcule a temperatura mínima (em °C) dos produtos de combustão antes do processo de formação da água líquida na chaminé. *Resposta:* 41,3 °C

15–101 Metano combustível (CH_4) é queimado com 50% de excesso de ar no espaço de aquecimento de uma fornalha. A pressão na chaminé é de 1 atm. Considerando uma combustão completa, determine a temperatura dos produtos da combustão na qual a água líquida começará a se formar na chaminé.

15–102 Uma mistura de 40% em volume de metano (CH_4) e 60% em volume de propano (C_3H_8) é completamente queimada com ar teórico, saindo a 100 °C da câmara de combustão em que acontece o processo. Os produtos têm pressão de 100 kPa e são resfriados a uma pressão constante até 39 °C. Faça um esquema do diagrama *T-s* do vapor de água que não se condensa (caso ele exista). Quanto da água formada durante o processo de combustão será condensada, em kmol de H_2O/kmol de combustível? *Resposta:* 1,96

15–103 Uma mistura gasosa de combustível de 60% de propano (C_3H_8) e 40% de butano (C_4H_{10}), em volume, é queimada no ar a uma razão ar/combustível de 25 kg de ar/kg de combustível (considerando um processo de combustão completa). Determine (*a*) o número de mols de nitrogênio no ar fornecido para o processo de combustão, em kmol/kmol de combustível; (*b*) o número de mols de água formada no processo de combustão, em kmol/kmol de combustível; e (*c*) os mols de oxigênio nos gases de produto em kmol/kmol de combustível.
Respostas: (*a*) 33,8; (*b*) 4,4; (*c*) 3,38

15–104 Gás etano (C_2H_6) é completamente queimado com ar em um processo em regime permanente à pressão constante de 100 kPa, de acordo com a equação de reação química:

$$C_2H_6 + 4{,}788(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 1{,}288\,O_2 + 18N_2$$

(*a*) Encontre a temperatura de orvalho dos gases do produto, em °C.

(*b*) Considerando que a temperatura do produto é de 100 °C, qual é o volume específico do oxigênio nos gases do produto, em m^3/kg?

(*c*) Determine o poder calorífico inferior do gás etano a 298 K, em kJ/kmol.

(*d*) Determine a massa molar média dos gases do produto, em kg/kmol.

(*e*) Determine o calor específico molar médio dos gases do produto a uma pressão constante, em kJ/kmol·K.

(*f*) Determine a razão ar/combustível.

(*g*) Considerando que o fluxo molar de combustível é de 0,1 kmol/min, calcule a vazão mássica de água nos gases do produto, em kg/min.

	$\bar{h}_f^\circ$, kg/kmol	M, kg/kmol	$\bar{c}_p$, kJ/kmol·K	R, kJ/kg·K
$C_2H_6(g)$	−84.680	46		
CO_2	−393.520	44	41,16	0,1889
CO	−110.530	28	29,21	0,2968
$H_2O(g)$	−241.820	18	34,28	0,4615
$H_2O(l)$	−285.830	18	75,24	
O_2		32	30,14	0,2598
N_2		28	29,27	0,2968

15–105 Uma câmara de combustão operando em regime permanente recebe gás CO a 37 °C e 110 kPa a uma taxa de 0,4 m^3/min e ar a 25 °C e 110 kPa a uma taxa de 1,5 kg/min. Os produtos da combustão saem da câmara de combustão a 900 K. Considerando uma combustão completa, determine a taxa de transferência de calor da câmara de combustão.

15–106 Gás etanol (C_2H_6O) é queimado com 110% de ar teórico. Durante o processo de combustão, 90% do carbono no combustível é convertido em CO_2, e 10% é convertido em CO. Determine

(*a*) os kmols teóricos de O_2 necessários para a combustão completa de um kmol de etanol,

(*b*) a equação balanceada de combustão para o processo de combustão incompleto, e

(*c*) a taxa de transferência de calor do processo de combustão (em kW), considerando que 3,5 kg/h de combustível são queimados quando os reagentes e os produtos estão a 25 °C. A água nos produtos é resultante de um gás.

	$\bar{h}_f^\circ$, kJ/kmol	M, kg/kmol
$C_2H_6O(g)$	−235.310	46
CO_2	−393.520	44
CO	−110.530	28
$H_2O(g)$	−241.820	18
H_2O (l)	−285.830	18
O_2		32
N_2		28

15–107 Gás propano (C_3H_8) entra a 1 atm e 25 °C em uma câmara de combustão operando em regime permanente e é queimado com o ar que entra na câmara de combustão, o qual está no mesmo estado do gás (1 atm e 25 °C). Determine a temperatura adiabática de chama para (*a*) a combustão completa com 100% de ar teórico, (*b*) a combustão completa com 200% de ar teórico e (*c*) a combustão incompleta (CO nos produtos) com 95% de ar teórico.

15–108 Determine a mais alta temperatura possível que pode ser obtida quando a gasolina líquida (considerada C_8H_{18}) a 25 °C é queimada em regime permanente com ar a 25 °C e 1 atm. Qual seria a sua resposta se, em vez do ar, fosse usado oxigênio puro a 25 °C para queimar o combustível?

15–109 A combustão de um combustível em geral resulta em um aumento da pressão quando o volume é mantido constante, ou em um aumento do volume quando a pressão é mantida constante, por conta do aumento do número de mols e da temperatura. O aumento

da pressão ou do volume será máximo quando a combustão for completa e ocorrer adiabaticamente com a quantidade teórica de ar. Considere a combustão do vapor de álcool metílico ($CH_3OH(g)$) com a quantidade estequiométrica de ar em uma câmara de combustão de 1,5 L. Inicialmente, a mistura está a 25 °C e 101 kPa. Determine (*a*) a pressão máxima que pode ocorrer na câmara de combustão, se a combustão ocorrer a um volume constante e (*b*) o volume máximo da câmara de combustão, se a combustão ocorrer a uma pressão constante.

15–110 Reconsidere o Prob. 15–109. Usando o EES (ou outro programa) investigue o efeito do volume inicial da câmara de combustão no intervalo entre 0,1 litro e 2,0 litros sobre os resultados. Faça um gráfico da pressão máxima da câmara (para uma combustão a um volume constante) e do volume máximo da câmara (para uma combustão a uma pressão constante) como funções do volume inicial.

15–111 Repita o Prob. 15–109, usando o metano ($CH_4(g)$) como combustível em vez do álcool metílico.

15–112 Em um processo de combustão, no qual n-octano (C_8H_{18}) é queimado com 100% de excesso de ar, 10% de carbono formam monóxido de carbono. Determine o máximo de trabalho que pode ser produzido, em kJ/kg de combustível, considerando que o ar e os produtos de combustão estão todos a 25 °C e 1 atm.

15–113E O metano (CH_4) é queimado com quantidade estequiométrica de ar. Determine o trabalho máximo que pode ser produzido, em Btu/lbm de combustível, considerando que o ar, o combustível e os produtos estão a 77 °F e 1 atm.

15–114E Qual será a alteração no trabalho máximo do Prob. 15–113E, considerando que 100% de excesso de ar é utilizado para a combustão?

15–115 Uma caldeira a vapor aquece água líquida a 200 °C até vapor superaquecido a 4 MPa e 400 °C. Combustível metano (CH_4) é queimado à pressão atmosférica com 50% de excesso de ar. O combustível e o ar entram na caldeira a 25 °C, e os produtos de combustão saem a 227 °C. Calcule (*a*) a quantidade de vapor gerado por unidade de massa de combustível queimado, (*b*) a mudança na exergia das correntes de combustão, em kJ/kg de combustível, (*c*) a mudança da exergia da corrente de vapor, em kJ/kg de vapor, e (*d*) o potencial de trabalho perdido, em kJ/kg de combustível. Considere $T_0 = 25$ °C.

Respostas: (*a*) 18,72 kg de vapor/kg de combustível; (*b*) 49.490 kJ/kg de combustível; (*c*) 1.039 kJ/kg de vapor; (*d*) 30.040 kJ/kg de combustível

15–116 Repita o Prob. 15–115 utilizando um carvão de Utah (Estados Unidos), cuja análise final (em massa) corresponde a 61,40% de C, 5,79% de H_2, 25,31% de O_2, 1,09% de N_2, 1,41% de S e 5,00% de cinzas (não combustíveis). Despreze o efeito do enxofre nos balanços de energia e entropia.

15–117 Desenvolva uma expressão para o poder calorífico superior de um alcano gasoso C_nH_{2n+2}, em termos de n.

15–118 O forno de determinada usina consiste em duas câmaras: uma câmara de combustão adiabática na qual o combustível é queimado completa e adiabaticamente, e um trocador de calor no qual o calor é transferido isotermicamente para uma máquina térmica de Carnot. Os gases de combustão do trocador de calor estão bem misturados para que o trocador de calor esteja sempre a uma temperatura uniforme, que é igual à temperatura dos gases de saída do produto T_p. O trabalho resultante da máquina térmica de Carnot pode ser expresso como

$$W = Q\eta_C = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)$$

em que Q é a quantidade de calor transferida para a máquina térmica e T_0 é a temperatura do ambiente. O trabalho resultante da máquina de Carnot será zero quando $T_p = T_{ac}$ (isto é, os gases do produto entrarão e sairão do trocador de calor à temperatura adiabática de chama T_{ac} e, portanto, $Q = 0$) ou quando $T_p = T_0$ (isto é, a temperatura dos gases do produto no trocador de calor será T_0 e, portanto, $\eta_C = 0$) e atingirá o máximo em algum ponto entre as duas. Considerando os produtos da combustão como gases ideais com calores específicos constantes e admitindo que não haja nenhuma variação em suas composições no trocador de calor, mostre que o resultado do trabalho da máquina térmica de Carnot será o máximo quando

$$T_p = \sqrt{T_{ac}T_0}$$

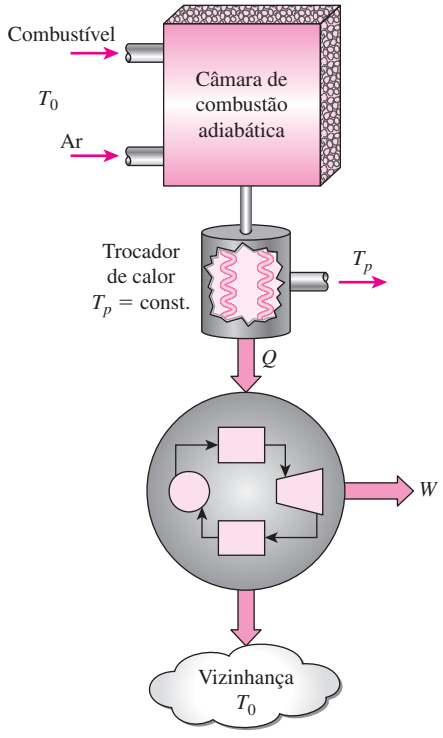


FIGURA P15–118

Mostre também que nesse caso o resultado do trabalho máximo da máquina de Carnot torna-se

$$W_{\max} = CT_{\text{ac}}\left(1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{ac}}}}\right)^2$$

em que C é uma constante cujo valor depende da composição dos gases do produto e de seus calores específicos.

15–119 Considere que o forno de uma planta de geração de energia consiste em duas câmaras: uma câmara de combustão adiabática na qual o combustível é queimado completa e adiabaticamente e um trocador de calor com fluxo em contracorrente no qual o calor é transferido para uma máquina térmica reversível. A vazão mássica do fluido de trabalho da máquina térmica é tal que o fluido de trabalho é aquecido de T_0 (a temperatura do ambiente) a T_{ac} (a temperatura adiabática de chama), enquanto os produtos da combustão são resfriados de T_{ac} até T_0. Considerando que os produtos da combustão são gases ideais com calores específicos e que não há nenhuma variação em suas composições no trocador de calor, mostre que a produção de trabalho dessa máquina térmica reversível é

$$W = CT_0\left(\frac{T_{\text{ac}}}{T_0} - 1 - \ln\frac{T_{\text{ac}}}{T_0}\right)$$

onde C é uma constante cujo valor depende da composição dos gases do produto e de seus calores específicos.
Mostre também que a *temperatura efetiva da chama* T_e desse forno é

$$T_e = \frac{T_{\text{ac}} - T_0}{\ln(T_{\text{ac}}/T_0)}$$

Ou seja, o trabalho resultante da máquina reversível seria igual se o forno fosse considerado isotérmico a uma temperatura constante T_e.

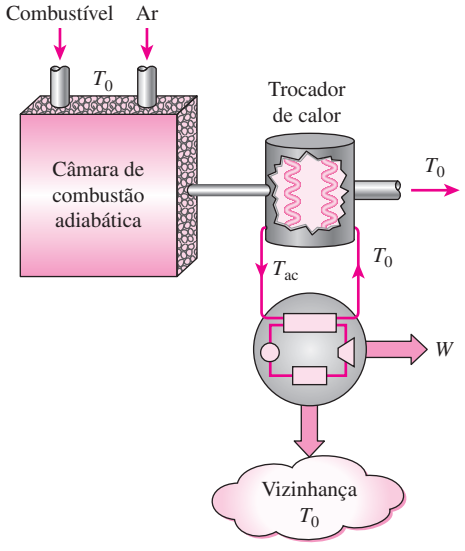


FIGURA P15–119

15–120 Considere a combustão de combustível de hidrocarboneto (C_nH_m) com ar teórico em excesso e combustão incompleta de acordo com a reação química seguinte:

$$C_nH_m + (1 + B)A_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow DCO_2 + ECO + FH_2O + GO_2 + JN_2$$

onde A_t é o O_2 teórico necessário para esse combustível e B é a quantidade de ar em excesso na forma decimal. Considerando que a é a fração de carbono no combustível convertida em dióxido de carbono e b é a fração remanescente convertida em monóxido de carbono, determine os coeficientes A_t, D, E, F, G e J para uma quantidade fixa B de excesso de ar. Escreva os coeficientes D, E, F, G, e J como funções de n, m, a, b, B e A_t nas formas corretas mais simples.

15–121 Considere a combustão de um álcool ($C_nH_mO_x$) com ar teórico em excesso e combustão incompleta de acordo com a reação química seguinte:

$$C_nH_mO_x + (1 + B)A_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow DCO_2 + ECO + FH_2O + GO_2 + JN_2$$

onde A_t é o O_2 teórico necessário para esse combustível e B é a quantidade de ar em excesso na forma decimal. Considerando que a é a fração de carbono no combustível convertida em dióxido de carbono e b é a fração remanescente convertida em monóxido de carbono, determine os coeficientes A_t, D, E, F, G e J para uma quantidade fixa B de excesso de ar. Escreva os coeficientes D, E, F, G, e J como funções de n, m, x, a, b, B, e A_t nas formas corretas mais simples.

15–122 Considere a combustão de uma mistura de um álcool ($C_nH_mO_x$) e um combustível de hidrocarboneto (C_wH_z) com ar teórico em excesso e combustão incompleta de acordo com a reação química seguinte:

$$y_1C_nH_mO_x + y_2C_wH_z + (1 + B)A_t(O_2 + 3{,}76N_2) \rightarrow DCO_2 + ECO + FH_2O + GO_2 + JN_2$$

onde y_1 e y_2 são frações molares da mistura combustível, A_t é o O_2 teórico necessário para esse combustível e B é a quantidade de ar em excesso na forma decimal. Considerando que a é a fração de carbono no combustível convertida em dióxido de carbono e b é a fração remanescente convertida em monóxido de carbono, determine os coeficientes A_t, D, E, F, G e J para uma quantidade fixa B de excesso de ar. Escreva os coeficientes D, E, F, G, e J como funções de y_1, y_2, n, m, x, w, z, a, b, B e A_t nas formas corretas mais simples.

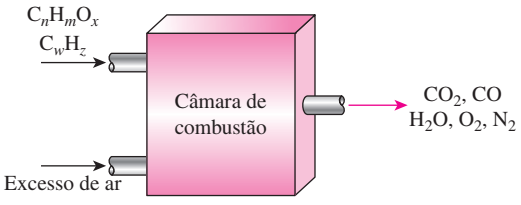


FIGURA P15–122

15–123 Usando o EES (ou outro programa), determine o efeito da quantidade do ar sobre a temperatura adiabática de chama do octano líquido (C_8H_{18}). Considere que o ar e o octano inicialmente estão a 25 °C. Determine a temperatura adiabática de chama considerando 75%, 90%, 100%, 120%, 150%, 200%, 300%, 500% e 800% de ar teórico. Considere que o hidrogênio do combustível sempre queima em H_2O, e o carbono, em CO_2, exceto quando há uma deficiência de ar. Neste último caso, considere que parte do carbono forma CO. Faça um gráfico da temperatura adiabática de chama como função do percentual de ar teórico e discuta os resultados.

15–124 Usando o EES (ou outro programa), escreva um programa geral para determinar a transferência de calor durante a combustão completa de um combustível de hidrocarbonetos (C_nH_m) a 25 °C em uma câmara de combustão em regime permanente, considerando que o percentual de excesso de ar e as temperaturas do ar nos produtos são especificados. Como exemplo, determine a quantidade de calor transferida por unidade de massa de combustível quando o propano líquido (C_3H_8) é queimado em regime permanente com 120% de excesso de ar a 25 °C.

15–125 Usando o EES (ou outro programa), determine o percentual mínimo de excesso de ar que precisa ser usado para os combustíveis $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_3H_8(g)$ e $C_8H_{18}(\ell)$ de modo que a temperatura adiabática de chama não exceda 1.500 K. Considere que o combustível e o ar entram a 25 °C na câmara de combustão que opera em regime permanente.

15–126 Usando o EES (ou outro programa), repita o Prob. 15–125 considerando temperaturas adiabáticas de chama de (*a*) 1.200 K, (*b*) 1.750 K e (*c*) 2.000 K.

15–127 Usando o EES (ou outro programa), determine a temperatura adiabática de chama do $CH_4(g)$ quando o combustível e o ar entram na câmara de combustão a 25 °C, considerando taxas de 0%, 20%, 40%, 60%, 80%, 100%, 200%, 500% e 1.000% de excesso de ar.

15–128 Usando o EES (ou outro programa), determine qual o combustível dentre $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $C_2H_6(g)$, $C_3H_8(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$ que tem a mais alta temperatura quando é completamente queimado com a quantidade de ar teórico em uma câmara adiabática com volume constante. Considere que os reagentes estejam no estado de referência padrão.

Problemas de múltipla escolha

15–129 Um combustível é queimado com 70% de ar teórico. Isso é equivalente a:

(*a*) 30% de excesso de ar (*b*) 70% de excesso de ar
(*c*) 30% de deficiência de ar (*d*) 70% de deficiência de ar
(*e*) a quantidade estequiométrica de ar

15–130 Propano (C_3H_8) é queimado com 150% de ar teórico. A razão de massa ar/combustível desse processo de combustão é

(*a*) 5,3 (*b*) 10,5 (*c*) 15,7
(*d*) 23,4 (*e*) 39,3

15–131 Um kmol de metano (CH_4) é queimado com uma quantidade desconhecida de ar durante um processo de combustão. Considerando que a combustão é completa e há 1 kmol de O_2 livre nos produtos, a razão da massa ar/combustível nos produtos é

(*a*) 34,6 (*b*) 25,7 (*c*) 17,2
(*d*) 14,3 (*e*) 11,9

15–132 Um combustível é queimado em regime permanente em uma câmara de combustão. A temperatura de combustão será a mais alta exceto quando

(*a*) o combustível for preaquecido.
(*b*) o combustível for queimado com uma deficiência de ar.
(*c*) o ar estiver seco.
(*d*) a câmara de combustão estiver bem isolada.
(*e*) a combustão for completa.

15–133 Uma mistura equimolar de dióxido de carbono e vapor de água a 1 atm e 60 °C entra em uma seção de desumidificação na qual todo o vapor de água é condensado e removido da mistura, e o dióxido de carbono sai a 1 atm e 60 °C. A variação da entropia do dióxido de carbono na seção de desumidificação é de

(*a*) –2,8 kJ/kg·K (*b*) –0,13 kJ/kg·K
(*c*) 0 (*d*) 0,13 kJ/kg·K
(*e*) 2,8 kJ/kg·K

15–134 Metano (CH_4) é completamente queimado com 80% de excesso de ar durante um processo de combustão em regime permanente. Considerando que reagentes e produtos são mantidos a 25 °C e 1 atm, e que a água dos produtos existe na forma líquida, a quantidade de calor transferida da câmara de combustão por unidade de massa de metano é

(*a*) 890 MJ/kg (*b*) 802 MJ/kg (*c*) 75 MJ/kg
(*d*) 56 MJ/kg (*e*) 50 MJ/kg

15–135 O poder calorífico superior de um combustível de hidrocarbonetos C_nH_m com $m = 8$ é dado como 1.560 MJ/kmol de combustível. Assim, seu poder calorífico inferior é de

(*a*) 1.384 MJ/kmol (*b*) 1.208 MJ/kmol
(*c*) 1.402 MJ/kmol (*d*) 1.514 MJ/kmol
(*e*) 1.551 MJ/kmol

15–136 O gás acetileno (C_2H_2) é completamente queimado durante um processo de combustão em regime permanente. O combustível e o ar entram na câmara de combustão a 25 °C e os produtos saem a 1.500 K. Se a entalpia dos produtos com relação ao estado de referência padrão é de –404 MJ/kmol de combustível, a quantidade de calor transferida da câmara de combustão é de

(*a*) 177 MJ/kmol (*b*) 227 MJ/kmol (*c*) 404 MJ/kmol
(*d*) 631 MJ/kmol (*e*) 751 MJ/kmol

15–137 O gás benzeno (C_6H_6) é queimado com 95% de ar teórico durante um processo de combustão em regime permanente. A fração molar do CO nos produtos é

(*a*) 8,3% (*b*) 4,7% (*c*) 2,1%
(*d*) 1,9% (*e*) 14,3%

15–138 Um combustível é queimado durante um processo de combustão em regime permanente. O calor é perdido para a vizinhança a 300 K e a uma taxa de 1.120 kW. A taxa de entrada de entropia dos reagentes é de 17 kW/K, e a taxa de saída dos produtos é de 15 kW/K. A taxa total de destruição da exergia durante esse processo de combustão é de

(*a*) 520 kW (*b*) 600 kW (*c*) 1.120 kW
(*d*) 340 kW (*e*) 739 kW

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

15–139 A disposição segura de resíduos perigosos é uma grande preocupação ambiental para as sociedades industrializadas e cria problemas difíceis para os engenheiros. Os métodos de disposição mais usados incluem aterros, enterramento no solo, reciclagem e incineração ou queima. A incineração é muito usada como meio prático para a disposição de resíduos combustíveis, como os materiais orgânicos. As regulamentações da EPA exigem que os resíduos sejam queimados quase que completamente acima de uma temperatura especificada sem poluir o ambiente. A manutenção da temperatura acima de determinado nível – geralmente cerca de 1.100 °C –, exige o uso de um combustível quando a combustão dos resíduos não é o suficiente para obter a temperatura mínima especificada.

Um determinado processo industrial gera uma solução líquida de etanol e água como o produto residual a uma taxa de 10 kg/s. A fração mássica do etanol da solução é de 0,2. Essa solução deve ser queimada usando o metano (CH_4) em uma câmara de combustão em regime permanente. Proponha um processo de combustão que realizará essa tarefa com uma quantidade mínima de metano. Relacione suas hipóteses.

15–140 Obtenha as seguintes informações sobre a usina de geração de energia mais próxima de sua cidade: a potência líquida produzida, o tipo e a quantidade de combustível, a potência consumida pelas bombas, ventiladores e outros equipamentos auxiliares, perdas de gás de combustão e a taxa de rejeição de calor no condensador. Usando esses dados, determine a taxa de perda de calor dos tubos e de outros componentes, e calcule a eficiência térmica da usina.

15–141 Uma concessionária de energia elétrica utiliza um carvão da Pensilvânia, cuja análise final (em massa) corresponde a 84,36% de C, 1,89% de H_2, 4,40% de O_2, 0,63% de N_2, 0,89% de S e 7,83% de cinzas (não combustíveis), como combustível para suas caldeiras. Em um dado momento, a concessionária passa a usar carvão de Illinois, cuja análise final (em massa) corresponde a 67,40% de C, 5,31% de H_2, 15,11% de O_2, 1,44% de N_2, 2,36% de S e 8,38% de cinzas (não combustíveis), como combustível para suas caldeiras. Com o carvão da Pensilvânia, as caldeiras usavam 15% de excesso de ar. Desenvolva um planejamento para o novo carvão, mostrando o calor liberado, a temperatura de orvalho da chaminé, a temperatura adiabática de chama e a produção de dióxido de carbono, considerando várias quantidades de excesso de ar. Utilize esse planejamento para determinar a forma de operar com o novo carvão que seja a mais próxima possível das condições de operação do antigo carvão. Há mais alguma coisa que precisará ser alterada para o uso do carvão novo?

15–142 Uma caldeira a vapor é projetada para converter água líquida saturada a 3.500 kPa para vapor a 3.450 kPa e 400 °C. Essa caldeira queima gás natural (ou seja, metano) a 1 atm e 25 °C. O ar de combustão é também fornecido a 1 atm e 25 °C. O fluxo de ar de combustão é ajustado para manter a temperatura dos produtos da combustão a 300 °C. Em uma base comum, considerando 1 kg de vapor produzido, calcule a variação na exergia das correntes de combustão e de água para quantidades de excesso de ar variando de 0 a 200%. Calcule também a exergia perdida nessa caldeira, considerando que a quantidade de excesso de ar é variada.

15–143 Reconsidere o Prob. 15–142. Um economizador (um trocador de calor que preaquece o ar de combustão por resfriamento dos produtos de combustão) é adicionado à caldeira e, portanto, a temperatura dos produtos da combustão é reduzida para 200 °C. Todos os outros fatores permanecem os mesmos. Ar a 1 atm e 25 °C passa pelo economizador, onde é aquecido antes de entrar na caldeira. Compare a perda de exergia da combinação economizador-caldeira com a perda de exergia da caldeira no problema anterior, considerando que a quantidade de excesso de ar é variada.

15–144 O carvão da Virgínia (Estados Unidos), cuja análise final (porcentagem em massa) corresponde a 69,27% de C, 3,91% de H_2, 7,50% de O_2, 0,66% de N_2, 0,63% de S e 18,03% de cinzas (não combustíveis), é queimado em uma usina de potência que produz 300 megawatts de energia elétrica. Essa usina utiliza um ciclo de Rankine a vapor com reaquecimento e um único aquecedor de água de alimentação aberto. A caldeira opera a 600 psia e fornece vapor a 825 °F para o estrangulador da turbina; o reaquecedor também fornece vapor a 825 °F para a turbina de baixa pressão. O condensador opera a 1,5 pol Hg absoluto, e o vapor é extraído a 180 °F para o aquecedor de água de alimentação. A temperatura de chama mínima deve exceder a temperatura mínima da água no interior da caldeira, e a temperatura máxima da chama deve exceder a temperatura máxima da água. O ar e o carvão são introduzidos no interior da caldeira, nas condições de estado morto. Os gases de escape saem da caldeira à pressão de 1 atmosfera e com uma temperatura maior do que a temperatura de orvalho desses gases. Uma quantidade suficiente de água de resfriamento a 70 °F está disponível para o condensador. Realize uma análise de segunda lei e leve em conta a exergia para determinar a melhor quantidade de excesso de ar a utilizar e o fluxo de água de refrigeração.

Capítulo

16

Equilíbrios Químico e de Fases

No Cap. 15 analisamos os processos de combustão admitindo que ela é completa quando há tempo e oxigênio suficientes. Entretanto, nem sempre isso acontece. Uma reação química pode atingir um estado de equilíbrio antes de se completar, mesmo quando há tempo e oxigênio suficientes.

Diz-se que um sistema está em *equilíbrio* se nenhuma variação ocorrer dentro dele quando estiver isolado da vizinhança. Um sistema isolado está em *equilíbrio mecânico* se não ocorrerem variações na pressão, em *equilíbrio térmico* se não ocorrerem variações na temperatura, em *equilíbrio de fases* se não ocorrerem transformações de uma fase para outra e em *equilíbrio químico* se não ocorrerem variações na sua composição química. As condições para os equilíbrios mecânico e térmico são de simples compreensão, mas as condições para os equilíbrios químico e de fases podem ser bastante complexas.

O critério de equilíbrio dos sistemas reativos tem por base a segunda lei da termodinâmica, mais especificamente o princípio do aumento da entropia. Para os sistemas adiabáticos, o equilíbrio químico é estabelecido quando a entropia do sistema reativo atinge um máximo. Entretanto, a maioria dos sistemas reativos encontrados na prática não é adiabática. Portanto, precisamos desenvolver um critério de equilíbrio que se aplique a qualquer sistema reativo.

Neste capítulo desenvolvemos um critério geral para o equilíbrio químico e o aplicamos às misturas de gases ideais reativos. Em seguida, estendemos a análise a reações simultâneas. Finalmente, discutimos o equilíbrio de fases dos sistemas não reativos.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Desenvolver o critério de equilíbrio dos sistemas reativos com base na segunda lei da termodinâmica.
- Desenvolver um critério geral para o equilíbrio químico aplicável a qualquer sistema reativo com base na minimização da função de Gibbs do sistema.
- Definir e determinar a constante do equilíbrio químico.
- Aplicar o critério geral da análise do equilíbrio químico às misturas de gases ideais reativos.
- Aplicar o critério geral da análise do equilíbrio químico às reações simultâneas.
- Relacionar a constante do equilíbrio químico à entalpia da reação.
- Estabelecer o critério de equilíbrio de fases para os sistemas não reativos em relação à função de Gibbs específica das fases de uma substância pura.
- Aplicar a regra das fases de Gibbs para determinar o número de variáveis independentes associadas a um sistema de vários componentes e várias fases.
- Aplicar a lei de Henry e a lei de Raoult aos gases dissolvidos em líquidos.

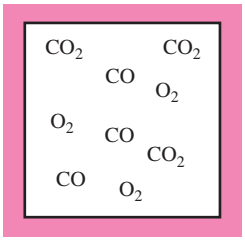


FIGURA 16–1 Uma câmara de reação que contém uma mistura de CO_2, CO e O_2 a uma temperatura e a uma pressão especificadas.

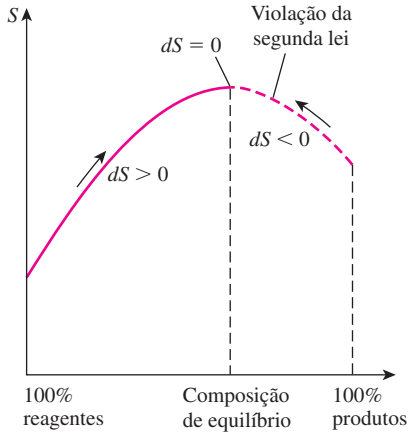


FIGURA 16–2 Os critérios de equilíbrio de uma reação química que ocorre adiabaticamente.

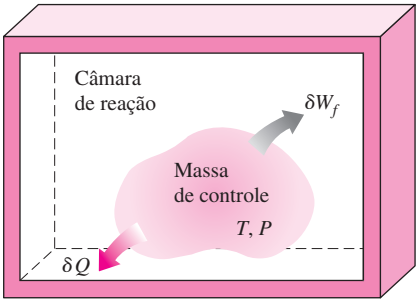


FIGURA 16–3 Uma massa de controle que passa por uma reação química a uma temperatura e a uma pressão especificadas.

16–1 CRITÉRIOS PARA O EQUILÍBRIO QUÍMICO

Considere uma câmara de reação que contém uma mistura de CO, O_2 e CO_2 a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Vamos tentar prever o que acontecerá nessa câmara (Fig. 16–1). Provavelmente, a primeira coisa que nos vem à mente é uma reação química entre o CO e o O_2 para formar mais CO_2:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$$

Certamente, essa reação é uma possibilidade, mas não é a única. Também é possível que parte do CO_2 da câmara de combustão se dissocie em CO e O_2. Uma terceira possibilidade seria não haver nenhuma reação entre os três componentes, ou seja, o sistema estaria em equilíbrio químico. Parece que, embora tenhamos a temperatura, a pressão e a composição (e, portanto, o estado) do sistema, não conseguimos prever se ele está em equilíbrio químico. Neste capítulo desenvolvemos as ferramentas necessárias para corrigir isso.

Admita que essa mistura de CO, O_2 e CO_2 esteja em equilíbrio químico a uma temperatura e a uma pressão especificadas. A composição química dessa mistura não varia, a menos que a temperatura ou a pressão da mistura variem. Ou seja, uma mistura reagente geralmente tem composições de equilíbrio diferentes a pressões e temperaturas diferentes. Portanto, ao desenvolvermos um critério geral para o equilíbrio químico, consideramos um sistema reativo a uma temperatura e a uma pressão fixas.

Admitindo que a direção positiva da transferência de calor é *para* o sistema, o princípio do aumento da entropia de um sistema reativo ou não reativo foi expresso no Cap. 7 como

$$dS_{\text{sistema}} \geq \frac{\delta Q}{T} \qquad \textbf{(16–1)}$$

Um sistema e sua vizinhança formam um sistema adiabático, e para tais sistemas a Eq. 16–1 se reduz a $dS_{\text{sistema}} \geq 0$. Ou seja, uma reação química em uma câmara adiabática avança na direção do aumento da entropia. Quando a entropia atinge um máximo, a reação para (Fig. 16–2). Portanto, a entropia é uma propriedade muito útil para a análise dos sistemas adiabáticos reativos.

Quando um sistema reativo envolve transferência de calor, o uso da relação do princípio do aumento da entropia (Eq. 16–1) não é prático, uma vez que exige conhecimento da transferência de calor entre o sistema e sua vizinhança. Uma abordagem mais prática seria desenvolver uma relação para o critério de equilíbrio utilizando apenas as propriedades do sistema reativo. Tal relação é desenvolvida a seguir.

Considere um sistema reativo (ou não reativo) simples, compressível, de massa fixa, sujeito apenas aos modos de trabalho de quase-equilíbrio a uma temperatura T e a uma pressão P especificadas (Fig. 16–3). Combinando as relações da primeira e segunda leis desse sistema temos

$$\left.\begin{aligned} \delta Q - P\,dV &= dU \\ dS &\geq \frac{\delta Q}{T} \end{aligned}\right\} \; dU + P\,dV - T\,ds \leq 0 \qquad \textbf{(16–2)}$$

O diferencial da função de Gibbs ($G = H - TS$) a uma temperatura e a uma pressão constantes é

$$\begin{aligned}(dG)_{T,P} &= dH - T\,dS - S\,dT \\ &= (dU + P\,dV + V\,dP)^{\nearrow 0} - T\,dS - S\,dT^{\nearrow 0} \\ &= dU + P\,dV - T\,dS\end{aligned} \qquad \textbf{(16–3)}$$

Das Eqs. 16–2 e 16–3, temos $(dG)_{T,P} \leq 0$. Portanto, uma reação química a uma temperatura e a uma pressão especificadas avança na direção da diminuição da função de Gibbs. A reação para e o equilíbrio químico é estabelecida quando a função de Gibbs atinge um valor mínimo (Fig. 16–4). Portanto, o critério do equilíbrio químico pode ser expresso como

$$(dG)_{T,P} = 0 \qquad \textbf{(16–4)}$$

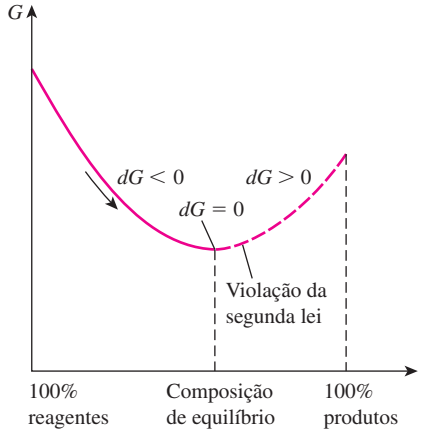


FIGURA 16–4 Critérios do equilíbrio químico para uma massa fixa a uma temperatura e a uma pressão especificadas.

Uma reação química a uma temperatura e a uma pressão especificadas não avança na direção do aumento da função de Gibbs, uma vez que isso violaria a segunda lei da termodinâmica. Observe que se a temperatura ou a pressão variarem, o sistema reativo atingirá um estado de equilíbrio diferente, que é o estado da função mínima de Gibbs na nova temperatura ou pressão.

Para obtermos uma relação para o equilíbrio químico utilizando as propriedades dos componentes individuais, considere uma mistura de quatro componentes químicos *A, B, C* e *D* que existem em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Admita que o número de mols dos componentes respectivos seja N_A, N_B, N_C e N_D. Agora considere uma reação que avança a passos infinitesimais, durante os quais as quantidades diferenciais de *A* e *B* (reagentes) são convertidas em *C* e *D* (produtos), enquanto a temperatura e a pressão permanecem constantes (Fig. 16–5):

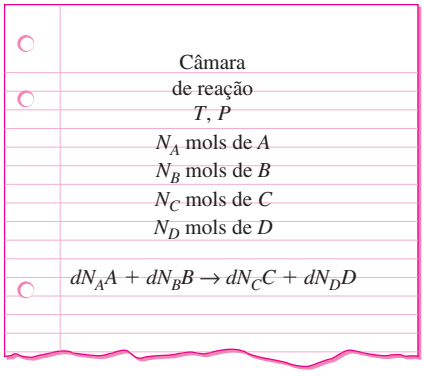


FIGURA 16–5 Uma reação infinitesimal em uma câmara a uma temperatura e a uma pressão constantes.

$$dN_A A + dN_B B \longrightarrow dN_C C + dN_D D$$

O critério de equilíbrio (Eq. 16–4) exige que a variação da função de Gibbs da mistura durante esse processo seja igual a zero. Ou seja,

$$(dG)_{T,P} = \sum (dG_i)_{T,P} = \sum (\overline{g}_i\, dN_i)_{T,P} = 0 \qquad \textbf{(16–5)}$$

ou

$$\overline{g}_C\, dN_C + \overline{g}_D\, dN_D + \overline{g}_A\, dN_A + \overline{g}_B\, dN_B = 0 \qquad \textbf{(16–6)}$$

onde os $\overline{g}$'s são as funções molares de Gibbs (também chamadas de *potenciais químicos*) a uma temperatura e a uma pressão especificadas e os *dN*'s são as variações diferenciais dos números de mols dos componentes.

Para encontrarmos uma relação entre os *dN*'s, escrevemos a reação estequiométrica correspondente (teórica):

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \qquad \textbf{(16–7)}$$

em que os ν's são os coeficientes estequiométricos, os quais são avaliados facilmente depois que a reação é especificada. A reação estequiométrica tem um papel

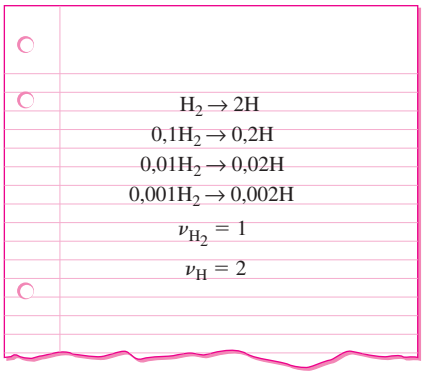


FIGURA 16–6 As variações no número de mols dos componentes durante uma reação química são proporcionais aos coeficientes estequiométricos independentemente da extensão da reação.

importante na determinação da composição de equilíbrio das misturas reativas, porque as variações no número de mols dos componentes são proporcionais aos coeficientes estequiométricos (Fig. 16–6). Ou seja,

$$\begin{aligned} dN_A &= -\varepsilon\nu_A \qquad dN_C = \varepsilon\nu_C \\ dN_B &= -\varepsilon\nu_B \qquad dN_D = \varepsilon\nu_D \end{aligned} \tag{16–8}$$

onde ε é a constante de proporcionalidade e representa a extensão ou grau de avanço de uma reação. Um sinal de menos é adicionado aos dois primeiros termos, porque os mols dos reagentes A e B diminuem à medida que a reação progride.

Por exemplo, se os reagentes são C_2H_6 e O_2 e os produtos são CO_2 e H_2O, a reação de 1 μmol (10^{-6} mol) de C_2H_6 resulta em um aumento de 2 μmol de CO_2, em um aumento de 3 μmol de H_2O e em uma diminuição de 3,5 μmol de O_2 de acordo com a equação estequiométrica

$$C_2H_6 + 3{,}5O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O$$

Ou seja, neste caso a variação no número de mols de um componente é de um milionésimo ($\varepsilon = 10^{-6}$) do coeficiente estequiométrico daquele componente.

Substituindo as relações da Eq. 16–8 na Eq. 16–6 e cancelando, obtemos

$$\nu_C\bar{g}_C + \nu_D\bar{g}_D - \nu_A\bar{g}_A - \nu_B\bar{g}_B = 0 \tag{16–9}$$

Essa equação envolve os coeficientes estequiométricos e as funções molares de Gibbs dos reagentes e produtos, e é conhecida como **critério do equilíbrio químico**.

Ela é válida para qualquer reação química independentemente das fases envolvidas. A Eq. 16–9 foi desenvolvida para uma reação química que envolve dois reagentes e dois produtos por questão de simplicidade, mas ela pode ser facilmente modificada para reações químicas com qualquer número de reagentes e produtos. A seguir analisamos o critério de equilíbrio das misturas de gases ideais.

16–2 A CONSTANTE DE EQUILÍBRIO DAS MISTURAS DE GASES IDEAIS

Considere uma mistura de gases ideais que existe em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Assim como a entropia, a função de Gibbs de um gás ideal depende da temperatura e da pressão. Os valores da função de Gibbs geralmente são listados com relação à temperatura a uma pressão de referência fixa P_0, que é admitida como 1 atm. A variação da função de Gibbs de um gás ideal com a pressão a uma temperatura fixa é determinada usando-se a definição da função de Gibbs ($\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$) e a equação para cálculo da mudança da entropia nos processos isotérmicos [$\Delta\bar{s} = -R_u \ln(P_2/P_1)$]. O resultado é

$$(\Delta\bar{g})_T = \Delta\bar{h}^{\nearrow 0} - T(\Delta\bar{s})_T = -T(\Delta\bar{s})_T = R_uT\ln\frac{P_2}{P_1}$$

Assim, a função de Gibbs de um componente i de uma mistura de gases ideais à sua pressão parcial P_i e à temperatura da mistura T pode ser expressa como

$$\bar{g}_i(T, P_i) = \bar{g}_i^*(T) + R_uT\ln P_i \tag{16–10}$$

onde $\bar{g}_i^*(T)$ representa a função de Gibbs do componente i a 1 atm de pressão e à temperatura T, e P_i representa a pressão parcial do componente i em atmosferas. Substituindo a expressão da função de Gibbs de cada componente na Eq. 16–9 obtemos

$$\nu_C[\bar{g}_C^*(T) + R_uT\ln P_C] + \nu_D[\bar{g}_D^*(T) + R_uT\ln P_D] - \nu_A[\bar{g}_A^*(T) + R_uT\ln P_A] - \nu_B[\bar{g}_B^*(T) + R_uT\ln P_B] = 0$$

Por conveniência, definimos a **variação da função de Gibbs padrão** como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C\bar{g}_C^*(T) + \nu_D\bar{g}_D^*(T) - \nu_A\bar{g}_A^*(T) - \nu_B\bar{g}_B^*(T) \qquad \textbf{(16–11)}$$

Substituindo, obtemos

$$\Delta G^*(T) = -R_uT(\nu_C\ln P_C + \nu_D\ln P_D - \nu_A\ln P_A - \nu_B\ln P_B) = -R_uT\ln\frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \qquad \textbf{(16–12)}$$

Agora definimos a **constante de equilíbrio** K_P do equilíbrio químico das misturas de gases ideais como

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \qquad \textbf{(16–13)}$$

Substituindo os valores na Eq. 16–12 e reorganizando, obtemos

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_uT} \qquad \textbf{(16–14)}$$

Portanto, a constante de equilíbrio K_P de uma mistura de gases ideais a uma temperatura especificada pode ser determinada com o conhecimento da variação da função de Gibbs padrão na mesma temperatura. Os valores de K_P de diversas reações são dados na Tab. A–28.

Depois que a constante de equilíbrio está disponível, ela pode ser usada para determinar a composição de equilíbrio das misturas de gases ideais. Isso é realizado expressando as pressões parciais dos componentes utilizando suas frações molares:

$$P_i = y_iP = \frac{N_i}{N_{\text{total}}}P$$

onde P é a pressão total e N_{total} é o número total de mols presente na câmara de reação, incluindo os *gases inertes*. Substituindo as pressões parciais na Eq. 16–13 pela relação anterior, e reorganizando, obtemos (Fig. 16–7):

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C}N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A}N_B^{\nu_B}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu} \qquad \textbf{(16–15)}$$

onde

$$\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$$

A Eq. 16–15 é escrita para uma reação que envolve duas reações e dois produtos, mas ela pode ser estendida às reações que envolvem qualquer número de reagentes e produtos.

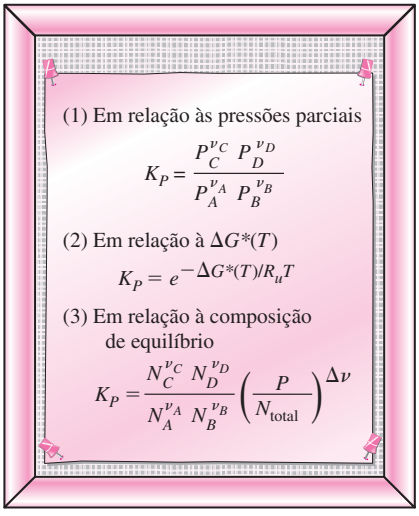

(1) Em relação às pressões parciais
$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$
(2) Em relação à $\Delta G^*(T)$
$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_uT}$
(3) Em relação à composição de equilíbrio
$K_P = \frac{N_C^{\nu_C} N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A} N_B^{\nu_B}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$

FIGURA 16–7 Três equações equivalentes para o cálculo de K_P das misturas de gases ideais reativos.

EXEMPLO 16–1 Constante de equilíbrio de um processo de dissociação

Usando a Eq. 16–14 e os dados da função de Gibbs, determine a constante de equilíbrio K_P para o processo de dissociação $N_2 \rightarrow 2N$ a 25 °C. Compare seu resultado com o valor de K_P listado na Tab. A–28.

SOLUÇÃO A constante de equilíbrio da reação $N_2 \rightarrow 2N$ é listada na Tab. A–28 a temperaturas diferentes. Ela deve ser verificada usando os dados da função de Gibbs.

Hipóteses **1** Os constituintes da mistura são gases ideais. **2** A mistura de equilíbrio consiste apenas em N_2 e N.

Propriedades A constante de equilíbrio dessa reação a 298 K é $\ln K_P = -367{,}5$ (Tab. A–28). A função de Gibbs da formação a 25 °C e 1 atm é 0 para o N_2 e 455.510 kJ/kmol para o N (Tab. A–26).

Análise Na falta das tabelas, K_P pode ser determinada com os dados da função de Gibbs e com a Eq. 16–14,

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

onde, da Eq. 16–11,

$$\begin{aligned}\Delta G^*(T) &= \nu_N \bar{g}_N^*(T) - \nu_{N_2} \bar{g}_{N_2}^*(T)\\ &= (2)(455.510\ \text{kJ/kmol}) - 0\\ &= 911.020\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Substituindo, obtemos

$$\begin{aligned}\ln K_P &= -\frac{911.020\ \text{kJ/kmol}}{(8{,}314\ \text{kJ/kmol·K})(298{,}15\ \text{K})}\\ &= -367{,}5\end{aligned}$$

ou

$$K_P \cong \mathbf{2 \times 10^{-160}}$$

O valor de K_P calculado está de acordo com o valor listado na Tab. A–28. O valor de K_P dessa reação é praticamente zero, indicando que ela não ocorrerá nessa temperatura.

Discussão Observe que essa reação envolve um produto (N) e um reagente (N_2), e que seus coeficientes estequiométricos para essa reação são $\nu_N = 2$ e $\nu_{N2} = 1$. Observe também que a função de Gibbs de todos os elementos estáveis (como N_2) recebe um valor zero no estado de referência padrão de 25 °C e 1 atm. Os valores da função de Gibbs a outras temperaturas podem ser calculados com os dados de entalpia e entropia absoluta, usando a definição da função de Gibbs $\bar{g}^*(T) = \bar{h}(T) - T\bar{s}^*(T)$, onde $\bar{h}(T) = \bar{h}_f^* + \bar{h}_T - \bar{h}_{298\ \text{K}}$.

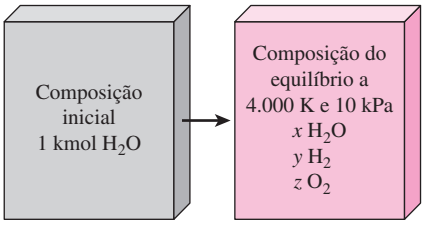


FIGURA 16–8 Esquema para o Exemplo 16–2.

EXEMPLO 16–2 Produção de hidrogênio pelo aquecimento de vapor de água a alta temperatura

Como alternativa à eletrólise, o gás hidrogênio pode ser produzido termicamente de acordo com o processo de dissociação $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ pelo aquecimento de vapor de água a temperaturas muito altas (Fig. 16–8). Determine o percentual de vapor de água que pode ser separado em hidrogênio e oxigênio quando essa reação ocorre a 4.000 K e 10 kPa.

SOLUÇÃO A reação $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ é considerada a uma temperatura e a uma pressão específica. O percentual de vapor de água que se separa em hidrogênio e oxigênio deve ser determinado.

Hipóteses **1** A composição de equilíbrio consiste somente de H_2O, H_2 e O_2, e a dissociação em H, OH e O é desprezada. **2** Os constituintes da mistura são gases ideais.

Análise Este processo de dissociação é significativo somente a temperaturas muito altas. Por simplicidade vamos considerar 1 kmol de H_2O. As reações estequiométrica e real neste caso são as seguintes:

Estequiométrica: $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ (assim, $\nu_{H_2O} = 1$, $\nu_{H_2} = 1$ e $\nu_{O_2} = 0{,}5$)

Real: $$H_2O \longrightarrow \underbrace{x\,H_2O}_{\substack{\text{reagentes}\\(\text{resto})}} + \underbrace{y\,H_2 + z\,O_2}_{\text{produtos}}$$

Balanço de H: $2 = 2x + 2y \longrightarrow y = 1 - x$

Balanço de O: $1 = x + 2z \longrightarrow z = (1 - x)/2$

Número total de mols: $N_{total} = x + y + z = 1{,}5 - 0{,}5x$

Pressão (em atm): $P = 10$ kPa $= 0{,}09869$ atm (desde que 1 atm $= 101{,}325$ kPa)

A constante de equilíbrio para a reação $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ a 4.000K é dado na Tab. A–28, onde $\ln K_P = -0{,}542$ e assim $K_P = 0{,}5816$.

Considerando o comportamento de gás ideal em todos os componentes da composição em equilíbrio, a relação da constante de equilíbrio expressa em números de mols pode ser escrita como

$$K_P = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{total}}\right)^{\nu_{H_2}-\nu_{O_2}-\nu_{H_2O}}$$

Substituindo,

$$0{,}5816 = \frac{(1 - x)[(1 - x)/2]^{1/2}}{x} \left(\frac{0{,}09869}{1{,}5 - 0{,}5x}\right)^{1+0{,}5-1}$$

Usando um solucionador de equações como o EES ou por tentativa e erro, a incógnita x é determinada como

$$x = 0{,}222$$

Ou seja, para cada mol de H_2O entrando na câmara de reação há somente 0,222 mols de H_2O saindo. Portanto, a fração de vapor de água que se dissocia em hidrogênio e oxigênio quando aquecida a 4.000 K é

$$\text{Fração de dissociação} = 1 - x = 1 - 0{,}222 = \mathbf{0{,}778} \text{ ou } \mathbf{77{,}8\%}$$

Portanto, o hidrogênio pode ser produzido a taxas significativas pelo aquecimento de vapor de água a temperaturas suficientemente altas.

Discussão A dissociação da molécula de H_2O em H, O e em composto OH pode ser significativa em altas temperaturas, por isso a primeira hipótese é muito simplista. Este problema pode ser resolvido de forma mais realista, considerando todas as possíveis reações que podem ocorrer simultaneamente, como discutido mais adiante neste capítulo.

Uma seta dupla é usada nas equações de equilíbrio como indicação de que uma reação química não para quando o equilíbrio químico é atingido. Em vez disso, ela continua em ambas as direções com a mesma taxa. Ou seja, em equilíbrio os reagentes são esgotados exatamente à mesma taxa com a qual são repostos pelos produtos por intermédio da reação reversa.

16–3 ALGUMAS OBSERVAÇÕES SOBRE O K_P DAS MISTURAS DE GASES IDEAIS

Na última seção desenvolvemos três expressões equivalentes para o K_P, a constante de equilíbrio das misturas de gases ideais reagentes: a Eq. 16–13, que expressa K_P em relação às *pressões parciais,* a Eq. 16–14, que expressa K_P em relação à *variação da função de Gibbs padrão* $\Delta G^*(T)$ e a Eq. 16–15, que expressa K_P em relação ao *número de mols* dos componentes. Todas as três relações são equivalentes, mas às vezes uma é mais conveniente do que as outras. Por exemplo, a Eq. 16–15 é mais adequada para determinar a composição de equilíbrio de uma mistura de gases ideais reagentes a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Com base nessas equações, tiramos as seguintes conclusões sobre a constante de equilíbrio K_P das misturas de gases ideais:

1. *O K_P de uma reação depende apenas da temperatura.* Ele não depende da pressão da mistura de equilíbrio e não é afetado pela presença de gases inertes. Isso acontece porque K_P depende de $\Delta G^*(T)$, que depende apenas da temperatura, e a $\Delta G^*(T)$ dos gases inertes é zero (consulte a Eq. 16–14). Assim, a uma temperatura especificada, as quatro relações a seguir têm o mesmo valor K_P:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 1 atm}$$

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 5 atm}$$

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2 \qquad \text{a 3 atm}$$

$$H_2 + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons H_2O + 1{,}5O_2 + 5N_2 \qquad \text{a 2 atm}$$

2. O *K_P da reação reversa é $1/K_P$.* Isso pode ser visto facilmente na Eq. 16–13. Nas reações reversas, os produtos e reagentes trocam de lugar; portanto, os termos do numerador passam para o denominador e vice-versa. Consequentemente, a constante de equilíbrio da reação reversa torna-se $1/K_P$. Por exemplo, a partir da Tab. A–28,

$$K_P = 0{,}1147 \times 10^{11} \quad \text{para} \quad H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad \text{a 1.000 K}$$

$$K_P = 8{,}718 \times 10^{-11} \quad \text{para} \quad H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \quad \text{a 1.000 K}$$

3. *Quanto maior o K_P, mais completa está a reação.* Isso também fica claro na Fig. 16–9 e na Eq. 16–13. Se a composição de equilíbrio consiste principalmente em gases do produto, as pressões parciais dos produtos (P_C e P_D) são consideravelmente maiores do que as pressões parciais dos reagentes (P_A e P_B), o que resulta em um valor maior para K_P. No caso-limite de uma reação completa (sem reagentes restantes na mistura de equilíbrio), K_P se aproxima do infinito. Da mesma forma, valores muito pequenos de K_P indicam que uma reação não avança em nenhum grau apreciável. Dessa maneira, as reações com valores de K_P muito pequenos a uma temperatura especificada podem ser desprezadas.

$H_2 \rightarrow 2H$
$P = 1$ atm

T, K	K_P	% mol H
1.000	$5{,}17 \times 10^{-18}$	0,00
2.000	$2{,}65 \times 10^{-6}$	0,16
3.000	0,025	14,63
4.000	2,545	76,80
5.000	41,47	97,70
6.000	267,7	99,63

FIGURA 16–9 Quanto maior o K_P, mais completa a reação.

Admite-se que uma reação com $K_P > 1.000$ (ou $\ln K_P > 7$) geralmente avança até a conclusão, e uma reação com $K_P < 0{,}001$ (ou $\ln K_P < -7$) não ocorre de forma alguma. Por exemplo, $\ln K_P = -6{,}8$ para a reação $N_2 \rightleftharpoons 2N$ a 5.000 K. Assim, a dissociação do N_2 em nitrogênio monatômico (N) pode ser desprezada a temperaturas abaixo de 5.000 K.

4. *A pressão da mistura afeta a composição do equilíbrio* (embora não afete a constante de equilíbrio K_P). Isso pode ser visto na Eq. 16–15, que envolve o termo $P^{\Delta\nu}$, no qual $\Delta\nu = \sum\nu_P - \sum\nu_R$ (a diferença entre o número de mols dos produtos e o número de mols dos reagentes na reação estequiométrica). A uma temperatura especificada, o valor K_P da reação – e portanto o lado direito da Eq. 16–15 – permanece constante. Assim, o número de mols dos reagentes e dos produtos deve variar para contrabalançar as variações no termo da pressão. A direção da variação depende do sinal de $\Delta\nu$. Um aumento na pressão a uma temperatura especificada aumenta o número de mols dos reagentes e diminui o número de mols dos produtos se $\Delta\nu$ for positivo, tem efeito oposto se $\Delta\nu$ é negativo e não tem nenhum efeito se $\Delta\nu$ é zero.

5. *A presença dos gases inertes afeta a composição do equilíbrio* (embora não afete a constante de equilíbrio K_P). Isso pode ser visto na Eq. 16–15, que envolve o termo $(1/N_{\text{total}})^{\Delta\nu}$, em que N_{total} é o número total de mols da mistura de gases ideais em equilíbrio, *incluindo* os gases inertes. O sinal de $\Delta\nu$ determina como a presença dos gases inertes influencia a composição do equilíbrio (Fig. 16–10). Um aumento no número de mols dos gases inertes a uma temperatura e a uma pressão especificadas diminui o número de mols dos reagentes e aumenta o número de mols dos produtos se $\Delta\nu$ for positivo, tem o efeito oposto se $\Delta\nu$ for negativo e não tem nenhum efeito se $\Delta\nu$ for zero.

6. *Quando os coeficientes estequiométricos dobram, o valor de K_P é elevado ao quadrado.* Assim, quando se usam os valores de K_P de uma tabela, os coeficientes estequiométricos (os ν's) usados em uma reação devem ser exatamente iguais àqueles que aparecem na tabela da qual os valores de K_P são extraídos. A multiplicação de todos os coeficientes de uma equação estequiométrica não afeta o balanço de massa, mas afeta os cálculos da constante de equilíbrio, uma vez que os coeficientes estequiométricos aparecem como expoentes de pressões parciais na Eq. 16–13. Por exemplo,

Para $$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O, \qquad K_{P_1} = \frac{P_{H_2O}}{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}$$

Mas para $$2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O, \qquad K_{P_2} = \frac{P_{H_2O}^2}{P_{H_2}^2 P_{O2}} = (K_{P_1})^2$$

7. *Os elétrons livres da composição de equilíbrio podem ser tratados como um gás ideal.* A altas temperaturas (em geral, acima de 2.500 K), as moléculas de gás começam a se dissociar em átomos livres (como $H_2 \rightleftharpoons 2H$), e a temperaturas mais altas ainda os átomos começam a perder elétrons e ionizar, como, por exemplo,

$$H \rightleftharpoons H^+ + e^- \qquad \textbf{(16–16)}$$

Os efeitos da dissociação e ionização são mais pronunciados a baixas pressões. A ionização ocorre até um nível apreciável apenas a temperaturas muito altas, e

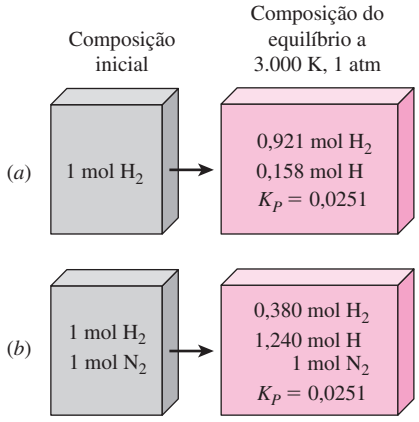


FIGURA 16–10 A presença de gases inertes não afeta a constante de equilíbrio, mas afeta a composição do equilíbrio.

$$H \rightarrow H^+ + e^-$$

$$K_P = \frac{N_{H^+}^{\nu_{H^+}} N_{e^-}^{\nu_{e^-}}}{N_H^{\nu_H}} \left(\frac{P}{N_{total}}\right)^{\Delta\nu}$$

onde

$$N_{total} = N_H + N_{H^+} + N_{e^-}$$
$$\Delta\nu = \nu_{H^+} + \nu_{e^-} - \nu_H$$
$$= 1 + 1 - 1$$
$$= 1$$

FIGURA 16–11 Relação da constante de equilíbrio para a reação de ionização do hidrogênio.

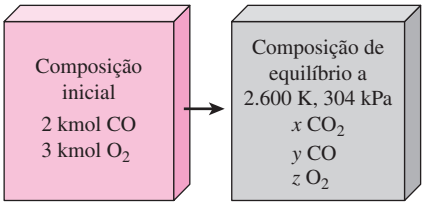


FIGURA 16–12 Esquema para o Exemplo 16–3.

a mistura de elétrons, íons e átomos neutros pode ser tratada como um gás ideal. Portanto, a composição de equilíbrio das misturas de gases ionizados pode ser determinada utilizando-se a Eq. 16–15 (Fig. 16–11). Entretanto, esse tratamento pode não ser adequado na presença de campos elétricos fortes, uma vez que neste caso os elétrons podem estar a uma temperatura diferente dos íons.

8. *Os cálculos de equilíbrio oferecem informações sobre a composição do equilíbrio de uma reação, não sobre a taxa da reação.* Às vezes, atingir a composição de equilíbrio indicada em uma reação pode levar anos. Por exemplo, a constante de equilíbrio da reação $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 298 K é aproximadamente 10^{40}, sugerindo que uma mistura estequiométrica de H_2 e O_2 à temperatura ambiente reagiria para formar H_2O, e que a reação avançaria até a conclusão. Entretanto, a taxa dessa reação é tão lenta que praticamente ela não ocorre, mas quando o catalisador certo é usado a reação é concluída de forma bastante rápida até o valor previsto.

EXEMPLO 16–3 Composição de equilíbrio a uma temperatura especificada

Uma mistura de 2 kmol de CO e 3 kmol de O_2 é aquecida até 2.600 K a uma pressão de 304 kPa. Determine a composição de equilíbrio, admitindo que a mistura consiste em CO_2, CO e O_2 (Fig. 16–12).

SOLUÇÃO Uma mistura de gás reativo é aquecida até uma temperatura alta. A composição de equilíbrio naquela temperatura deve ser determinada.

Hipóteses **1** A composição de equilíbrio consiste em CO_2, CO e O_2. **2** Os constituintes da mistura são gases ideais.

Análise As reações estequiométricas e reais neste caso são as seguintes:

Estequiométrica: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (assim, $\nu_{CO_2} = 1$, $\nu_{CO} = 1$, e $\nu O_2 = \frac{1}{2}$)

Real: $2CO + 3O_2 \longrightarrow \underbrace{xCO_2}_{\text{produtos}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\text{reagentes (resto)}}$

Balanço de C: $2 = x + y$ ou $y = 2 - x$

Balanço de O: $8 = 2x + y + 2_z$ ou $z = 3 - \frac{x}{2}$

Número total de mols: $N_{total} = x + y + z = 5 - \frac{x}{2}$

Pressão: $P = 304 \text{ kPa} = 3{,}0 \text{ atm}$

A reação mais próxima listada na Tab. A–28 é $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ para a qual $\ln K_P = -2{,}801$ a 2.600 K. A reação que temos é o inverso desta, e portanto $\ln K_P = +2{,}801$, ou $K_P = 16{,}461$, no nosso exemplo.

Considerando o comportamento de gás ideal em todos os componentes, a equação da constante de equilíbrio (Eq. 16–15) torna-se

$$K_P = \frac{N_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{N_{CO}^{\nu_{CO}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{N_{total}}\right)^{\nu_{CO_2} - \nu_{CO} - \nu_{O_2}}$$

Substituindo, obtemos

$$16{,}461 = \frac{x}{(2-x)(3-x/2)^{1/2}} \left(\frac{3}{5-x/2}\right)^{-1/2}$$

Solucionando para x, temos

$$x = 1{,}906$$

Então,

$$y = 2 - x = 0{,}094$$

$$z = 3 - \frac{x}{2} = 2{,}047$$

Portanto, a composição de equilíbrio da mistura a 2.600 K e 304 kPa é

$$\mathbf{1{,}906CO_2 + 0{,}094CO + 2{,}074O_2}$$

Discussão Ao solucionarmos esse problema, desprezamos a dissociação do O_2 em O de acordo com a reação $O_2 \rightarrow 2O$, que é uma possibilidade real a altas temperaturas. Isso acontece porque $\ln K_P = -7{,}521$ a 2.600 K para essa reação, indicando que a quantidade de O_2 que é dissociada em O é desprezível. (Além disso, ainda não aprendemos a lidar com reações simultâneas. Faremos isso na próxima seção.)

EXEMPLO 16–4 Efeito dos gases inertes na composição de equilíbrio

Uma mistura de 3 kmol de CO, 2,5 kmol de O_2 e 8 kmol de N_2 é aquecida a 2.600 K a uma pressão de 5 atm. Determine a composição de equilíbrio da mistura (Fig. 16–13).

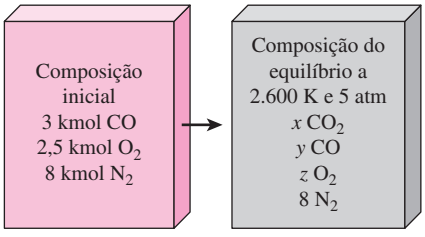


FIGURA 16–13 Esquema para o Exemplo 16–4.

SOLUÇÃO Uma mistura de gás é aquecida até uma alta temperatura. A composição de equilíbrio na temperatura especificada deve ser determinada.

Hipóteses **1** A composição de equilíbrio consiste em CO_2, CO, O_2 e N_2. **2** Os constituintes da mistura são gases ideais.

Análise Este problema é semelhante àquele do Exemplo 16–3, exceto pelo fato de envolver um gás inerte N_2. A 2.600 K, algumas possíveis reações são $O_2 \rightleftharpoons 2O$ ($\ln K_P = -7{,}521$), $N_2 \rightleftharpoons 2N$ ($\ln K_P = -28{,}304$), $\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO$ ($\ln K_P = -2{,}671$), e $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ ($\ln K_P = 2{,}801$ ou $K_P = 16{,}461$). Com base nesses valores de K_P, concluímos que o O_2 e o N_2 não se dissociarão com grau apreciável, mas que uma pequena quantidade se combinará para formar alguns óxidos de nitrogênio. (Desprezamos os óxidos de nitrogênio neste exemplo, mas eles devem ser levados em conta em uma análise mais refinada.) Concluímos também que a maior parte do CO se combinará ao O_2 para formar CO_2. Observe que apesar das variações na pressão, do número de mols de CO e O_2 e da presença de um gás inerte, o valor de K_P da reação é igual ao usado no Exemplo 16–3.

As reações estequiométrica e real neste caso são

Estequiométrica: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (assim, $\nu_{CO_2} = 1$, $\nu_{CO} = 1$, e $\nu_{O2} = \frac{1}{2}$)

Real: $$3CO + 2{,}5O_2 + 8N_2 \longrightarrow \underbrace{xCO_2}_{\text{produtos}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\substack{\text{reagentes}\\(\text{resto})}} + \underbrace{8N_2}_{\text{inerte}}$$

(*continua*)

(*continuação*)

Balanço de C $3 = x + y$ ou $y = 3 - x$

Balanço de O $8 = 2x + y + 2z$ ou $z = 2{,}5 - \frac{x}{2}$

Número total de mols $N_{\text{total}} = x + y + z + 8 = 13{,}5 - \frac{x}{2}$

Admitindo o comportamento de gás ideal para todos os componentes, a equação da constante de equilíbrio (Eq. 16–15) torna-se

$$K_P = \frac{N_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{N_{CO}^{\nu_{CO}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{CO_2}-\nu_{CO}-\nu_{O_2}}$$

Substituindo, obtemos

$$16{,}461 = \frac{x}{(3-x)(2{,}5-x/2)^{1/2}} \left(\frac{5}{13{,}5-x/2}\right)^{-1/2}$$

Solucionando para x, temos

$$x = 2{,}754$$

Então,

$$y = 3 - x = 0{,}246$$

$$z = 2{,}5 - \frac{x}{2} = 1{,}123$$

Assim, a composição de equilíbrio da mistura a 2.600 K e 5 atm é

$$\mathbf{2{,}754CO_2 + 0{,}246CO + 1{,}123O_2 + 8N_2}$$

Discussão Observe que os gases inertes não afetam o valor de K_P ou a relação K_P de uma reação, mas afetam a composição de equilíbrio.

16–4 EQUILÍBRIO QUÍMICO PARA REAÇÕES SIMULTÂNEAS

As misturas reativas que consideramos até agora envolveram apenas uma reação, e a criação de uma relação K_P para aquela reação foi suficiente para determinar a composição de equilíbrio da mistura. Entretanto, a maioria das reações químicas práticas envolve duas ou mais reações que ocorrem simultaneamente, e assim é mais difícil que elas se tornem critério de equilíbrio para todas as reações que podem ocorrer na câmara de reação. Quando uma espécie química aparece em mais de uma reação, a aplicação do critério de equilíbrio, juntamente com o balanço de massa de cada espécie química, resulta em um sistema de equações simultâneas com as quais é possível determinar a composição de equilíbrio.

Anteriormente mostramos que um sistema reativo a uma temperatura e a uma pressão especificadas atinge o equilíbrio químico quando sua função de Gibbs atinge um valor mínimo, ou seja, $(dG)_{T,P} = 0$. Isso é válido independentemente do número de reações que ocorrem. Quando duas ou mais reações estão envolvidas, essa condição só é atendida quando $(dG)_{T,P} = 0$ para cada reação. Admitindo o

comportamento de gás ideal, o K_P de cada reação pode ser determinado na Eq. 16–15, e N_{total} é o número total de mols presentes na mistura de equilíbrio.

A determinação da composição de equilíbrio de uma mistura reativa exige que tenhamos o mesmo número de equações e incógnitas – essas últimas, o número de mols de cada espécie química presente na mistura de equilíbrio. O balanço de massa de cada elemento envolvido oferece uma equação. O restante das equações deve vir das relações de K_P escritas para cada reação. Assim, concluímos que *o número de relações de K_P necessário para determinar a composição de equilíbrio de uma mistura reativa é igual ao número de espécies químicas menos o número de elementos presentes em equilíbrio.* Para uma mistura em equilíbrio que consiste em CO_2, CO, O_2 e O, por exemplo, duas relações para K_P são necessárias para determinar a composição de equilíbrio, uma vez que ela envolve quatro espécies químicas e dois elementos (Fig. 16–14).

A determinação da composição de equilíbrio de uma mistura reativa na presença de duas reações simultâneas será discutida a seguir, utilizando-se um exemplo.

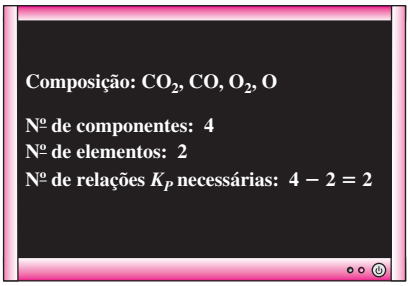


FIGURA 16–14 O número de relações K_P necessário para determinar a composição de equilíbrio de uma mistura reagente é a diferença entre o número de espécies e o número de elementos.

EXEMPLO 16–5 Composição de equilíbrio para reações simultâneas

Uma mistura de 1 kmol de H_2O e 2 kmol de O_2 é aquecida até 4.000 K a uma pressão de 1 atm. Determine a composição de equilíbrio dessa mistura, admitindo que apenas H_2O, OH, O_2 e H_2 estão presentes (Fig. 16–15).

SOLUÇÃO Uma mistura de gás é aquecida até uma temperatura e uma pressão especificadas. A composição de equilíbrio deve ser determinada.

Hipóteses **1** A composição de equilíbrio consiste em H_2O, OH, O_2 e H_2. **2** Os constituintes da mistura são gases ideais.

Análise A reação química durante esse processo pode ser expressa como

$$H_2O + 2O_2 \longrightarrow xH_2O + yH_2 + zO_2 + wOH$$

Os balanços de massa do hidrogênio e oxigênio resultam em

Balanço de H: $$2 = 2x + 2y + w \quad (1)$$

Balanço de O: $$5 = x + 2z + w \quad (2)$$

Os balanços de massa fornecem apenas duas equações com quatro incógnitas; portanto, precisamos ter outras duas equações (a serem obtidas das relações K_P) para determinar a composição de equilíbrio da mistura. Parece que parte da H_2O dos produtos é dissociada em H_2 e OH durante esse processo, de acordo com as reações estequiométricas:

$$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \qquad \text{(reação 1)}$$

$$H_2O \rightleftharpoons \tfrac{1}{2}H_2 + OH \qquad \text{(reação 2)}$$

As constantes de equilíbrio dessas duas reações a 4.000 K são determinadas na Tab. A–28 como

$$\ln K_{P_1} = -0{,}542 \longrightarrow K_{P_1} = 0{,}5816$$

$$\ln K_{P_2} = -0{,}044 \longrightarrow K_{P_2} = 0{,}9570$$

(*continua*)

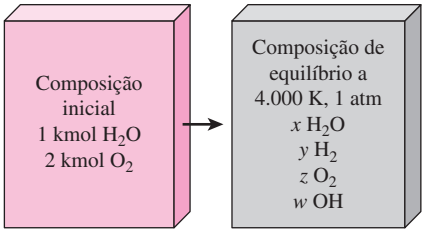


FIGURA 16–15 Esquema para o Exemplo 16–5.

(*continuação*)

As relações K_P dessas duas reações simultâneas são

$$K_{P_1} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{O_2}-\nu_{H_2O}}$$

$$K_{P_2} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{OH}^{\nu_{OH}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{OH}-\nu_{H_2O}}$$

onde

$$N_{\text{total}} = N_{H_2O} + N_{H_2} + N_{O_2} + N_{OH} = x + y + z + w$$

Substituindo, temos

$$0{,}5816 = \frac{(y)(z)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x+y+z+w}\right)^{1/2} \quad \textbf{(3)}$$

$$0{,}9570 = \frac{(w)(y)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x+y+z+w}\right)^{1/2} \quad \textbf{(4)}$$

Solucionando as Eqs. 1, 2, 3 e 4 simultaneamente para as quatro incógnitas x, y, z e w, temos

$$x = 0{,}271 \qquad y = 0{,}213$$

$$z = 1{,}849 \qquad w = 1{,}032$$

Portanto, a composição de equilíbrio de 1 kmol H_2O e 2 kmol O_2 a 1 atm e 4.000 K é

$$\mathbf{0{,}271H_2O + 0{,}213H_2 + 1{,}849O_2 + 1{,}032OH}$$

Discussão Também poderíamos solucionar este problema usando a relação K_P para a reação estequiométrica $O_2 \rightleftharpoons 2O$ como uma das duas equações.

A solução de um sistema de equações não lineares simultâneas é algo extremamente tedioso e demorado quando feito à mão. Assim, é necessário resolver esses tipos de problemas usando um solucionador de equações – como o EES, por exemplo.

16–5 VARIAÇÃO DE K_P COM A TEMPERATURA

Foi mostrado na Seção 16–2 que a constante de equilíbrio K_P de um gás ideal depende apenas da temperatura, e que ela está relacionada à variação da função de Gibbs padrão $\Delta G^*(T)$ por meio da relação (ver Eq. 16–14):

$$\ln K_P = -\frac{\Delta G^*(T)}{R_u T}$$

Nesta seção desenvolveremos uma relação para a variação de K_P com a temperatura expressa por outras propriedades.

Substituindo $\Delta G^*(T) = \Delta H^*(T) - T\,\Delta S^*(T)$ na relação anterior e diferenciando com relação à temperatura, obtemos

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} - \frac{d[\Delta H^*(T)]}{R_u T\,dT} + \frac{d[\Delta S^*(T)]}{R_u\,dT}$$

Em pressão constante, a segunda relação $T\,ds = dh - v\,dP$, se reduz a $T\,ds = dh$. Da mesma forma, $T\,d(\Delta S^*) = d(\Delta H^*)$, uma vez que ΔS^* e ΔH^* consistem nos termos de entropia e entalpia dos reagentes e produtos. Portanto, os dois últimos termos da reação anterior são cancelados e ela se reduz a

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} = \frac{\overline{h}_R(T)}{R_u T^2} \qquad \textbf{(16–17)}$$

onde $\overline{h}_R\,(T)$ é a entalpia da reação à temperatura T. Observe que eliminamos o sobrescrito * (que indica uma pressão constante de 1 atm) de $\Delta H(T)$, uma vez que a entalpia de um gás ideal depende apenas da temperatura e não da pressão. A Eq. 16–17 é uma expressão da variação do K_P com a temperatura em relação à $\overline{h}_R\,(T)$, e é conhecida como a **equação de van't Hoff**. Para integrá-la, precisamos saber como $\overline{h}_R$ varia com T. Para intervalos pequenos de temperatura, $\overline{h}_R$ pode ser considerada constante e a Eq. 16–17 pode ser integrada para resultar em

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) \qquad \textbf{(16–18)}$$

Essa equação tem duas implicações importantes. Em primeiro lugar, ela oferece um meio de calcular a $\overline{h}_R$ de uma reação conhecendo o K_P, que é mais fácil de determinar. Em segundo lugar, ela mostra que as reações exotérmicas ($\overline{h}_R < 0$), tais como os processos de combustão, são menos completas a temperaturas mais altas, uma vez que K_P diminui com a temperatura para tais reações (Fig. 16–16).

Reação: $C + O_2 \rightarrow CO_2$

T, K	K_P
1.000	$4{,}78 \times 10^{20}$
2.000	$2{,}25 \times 10^{10}$
3.000	$7{,}80 \times 10^{6}$
4.000	$1{,}41 \times 10^{5}$

FIGURA 16–16 As reações exotérmicas são menos completas a temperaturas mais altas.

EXEMPLO 16–6 A entalpia da reação de um processo de combustão

Estime a entalpia da reação para o processo de combustão do hidrogênio $H_2 + 0{,}5O_2 \rightarrow H_2O$ a 2.000 K, usando (*a*) os dados de entalpia e (*b*) os dados de K_P.

SOLUÇÃO A $\overline{h}_R$ a uma temperatura especificada deve ser determinada a partir dos dados de entalpia e de K_P.

Hipóteses Os reagentes e produtos são gases ideais.

Análise (*a*) A $\overline{h}_R$ do processo de combustão de H_2 a 2.000 K é a quantidade de energia liberada quando 1 kmol de H_2 é queimado em uma câmara de combustão a 2.000 K em regime permanente. Ela pode ser determinada com a Eq. 15–6,

$$\begin{aligned}\overline{h}_R &= \sum N_p(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_p - \sum N_r(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_r \\ &= N_{H_2O}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2.000\,K} - \overline{h}_{298\,K})_{H_2O} - N_{H_2}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2.000\,K} - \overline{h}_{298\,K})_{H_2} \\ &\quad - N_{O_2}(\overline{h}_f^\circ + h_{2.000\,K} - h_{298\,K})_{O_2}\end{aligned}$$

Substituindo, temos

$$\begin{aligned}\overline{h}_R &= (1\text{ kmol }H_2O)[(-241.820 + 82.593 - 9.904)\text{ kJ/kmol }H_2O] \\ &\quad - (1\text{ kmol }H_2)[(0 + 61.400 - 8.468)\text{ kJ/kmol }H_2] \\ &\quad - (0{,}5\text{ kmol }O_2)[(0 + 67.881 - 8.682)\text{ kJ/kmol }O_2] \\ &= \mathbf{-251.663\text{ kJ/kmol}}\end{aligned}$$

(*continua*)

(*continuação*)

(*b*) O valor da $\bar{h}_R$ a 2.000 K pode ser estimado usando os valores de K_P a 1.800 e 2.200 K (as duas temperaturas mais próximas de 2.000 K para as quais os dados de K_P estão disponíveis) da Tab. A–28. São eles: $K_{P1} = 18.509$ a $T_1 = 1.800$ K e $K_{P2} = 869{,}6$ a $T_2 = 2.200$ K. Substituindo esses valores na Eq. 16–18, o valor da $\bar{h}_R$ é determinado por

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\bar{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

$$\ln \frac{869{,}6}{18.509} \cong \frac{\bar{h}_R}{8{,}314\ \text{kJ/kmol·K}}\left(\frac{1}{1.800\ \text{K}} - \frac{1}{2.200\ \text{K}}\right)$$

$$\bar{h}_R \cong \mathbf{-251.698\ kJ/kmol}$$

Discussão Apesar da grande diferença de temperatura entre T_1 e T_2 (400 K), os dois resultados são quase idênticos. A concordância entre eles seria maior ainda se fosse usado um intervalo de temperatura menor.

16–6 EQUILÍBRIO DE FASES

FIGURA 16–17 As roupas úmidas penduradas em uma área aberta acabam secando como resultado da transferência de massa da fase líquida para a fase de vapor.
© *Vol. OS36/PhotoDisc/Getty RF.*

Mostramos no início deste capítulo que o estado de equilíbrio de um sistema a uma temperatura e a uma pressão especificadas é o estado em que a função de Gibbs é mínima. No começo do capítulo, também expressamos o critério de equilíbrio de um sistema reativo ou não reativo (Eq. 16–4) como

$$(dG)_{T,P} = 0$$

Nas seções anteriores aplicamos o critério de equilíbrio aos sistemas reativos. Nesta seção, aplicaremos esse critério aos sistemas de várias fases e não reativos.

Sabemos por experiência própria que uma camiseta molhada pendurada em uma área aberta acaba secando, que uma pequena quantidade de água deixada em um copo evapora e que loção pós-barba em um frasco aberto desaparece rapidamente (Fig. 16–17). Esses exemplos sugerem que existe uma força motriz entre as duas fases de uma substância, que induz a massa a se transformar de uma fase para outra. A magnitude dessa força depende, entre outras coisas, das concentrações relativas das duas fases. Uma camiseta molhada seca muito mais rapidamente no ar seco do que no ar úmido. Na verdade, ela não seca de modo algum se a umidade relativa do ambiente for de 100%. Nesse caso, não há transformação da fase líquida para a fase vapor, e as duas fases estão em **equilíbrio de fases**. Entretanto, as condições para o equilíbrio de fases variam se a temperatura e/ou a pressão mudarem. Assim, examinamos o equilíbrio de fases a uma temperatura e a uma pressão especificadas.

FIGURA 16–18 Uma mistura de líquido e vapor em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão constantes.

Equilíbrio de fases para um sistema de componente único

O critério de equilíbrio para duas fases de uma substância pura como a água é facilmente desenvolvido considerando uma mistura de líquido saturado e vapor saturado em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas, como a mostrada na Fig. 16–18. A função total de Gibbs dessa mistura é

$$G = m_l g_l + m_v g_v$$

onde g_l e g_v são as funções de Gibbs das fases líquida e vapor por unidade de massa, respectivamente. Agora, imagine um distúrbio durante o qual uma quantidade diferencial de líquido dm_l evapora a uma temperatura e a uma pressão constantes. A variação da função total de Gibbs durante esse distúrbio é

$$(dG)_{T,P} = g_l\, dm_l + g_v\, dm_v$$

uma vez que g_l e g_v permanecem constantes a uma temperatura e a uma pressão também constantes. No equilíbrio, $(dG)_{T,P} = 0$. Da conservação de massa, $dm_v = -dm_l$. Substituindo, obtemos

$$(dG)_{T,P} = (g_l - g_v)\, dm_l$$

que deve ser igual a zero no equilíbrio. O resultado é

$$g_l = g_v \qquad \textbf{(16–19)}$$

Portanto, *as duas fases de uma substância pura estão em equilíbrio quando cada fase tem o mesmo valor da função de Gibbs específica.* Da mesma forma, no ponto triplo (o estado no qual todas as três fases coexistem em equilíbrio), as funções específicas de Gibbs de todas as três fases são iguais umas às outras.

O que acontece se $g_l > g_v$? Obviamente, as duas fases não estarão em equilíbrio naquele momento. A segunda lei exige que $(dG)_{T,P} = (g_l - g_v)\, dm_l \leq 0$. Assim, dm_l deve ser negativo, o que significa que algum líquido deve ser vaporizado até que $g_l = g_v$. Portanto, a diferença da função de Gibbs é a força motriz para a mudança de fase, assim como a diferença de temperatura é a força motriz para a transferência de calor.

EXEMPLO 16–7 Equilíbrio de fases de uma mistura saturada

Mostre que uma mistura de água líquida saturada e vapor de água saturado a 120 °C atende ao critério do equilíbrio de fases.

SOLUÇÃO Deve ser demonstrado que uma mistura saturada atende ao critério do equilíbrio de fases.

Propriedades As propriedades da água saturada a 120 °C são $h_l = 503{,}81$ kJ/kg, $s_l = 1{,}5279$ kJ/kg · K, $h_v = 2.706{,}0$ kJ/kg, e s_v 7,1292 kJ/kg · K (Tab. A–4).

Análise Usando a definição da função de Gibbs juntamente com os dados de entalpia e entropia, temos

$$g_l = h_l - Ts_l = 503{,}81 \text{ kJ/kg} - (393{,}15 \text{ K})(1{,}5279 \text{ kJ/kg·K})$$
$$= -96{,}9 \text{ kJ/kg}$$

e

$$g_v = h_v - Ts_v = 2706{,}0 \text{ kJ/kg} - (393{,}15 \text{ K})(7{,}1292 \text{ kJ/kg·K})$$
$$= -96{,}8 \text{ kJ/kg}$$

Discussão Os dois resultados são muito próximos. Eles coincidiriam totalmente se fossem usados dados de propriedades mais exatos. Portanto, o critério do equilíbrio de fases foi satisfeito.

FIGURA 16–19 De acordo com a regra das fases de Gibbs, um sistema de único componente e duas fases pode ter apenas uma variável independente.

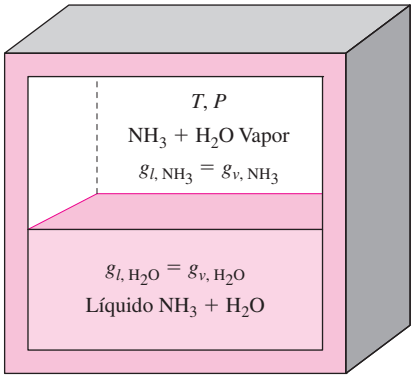


FIGURA 16–20 Um sistema de várias fases e componentes está em equilíbrio de fases quando a função de Gibbs específica de cada componente é igual em todas as fases.

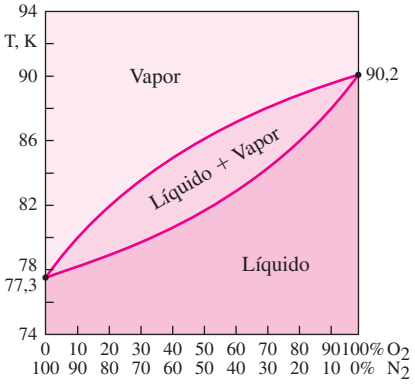


FIGURA 16–21 O diagrama de equilíbrio da mistura de duas fases de oxigênio e nitrogênio a 0,1 MPa.

A regra das fases

Observe que um sistema de duas fases e único componente pode existir em equilíbrio a temperaturas (ou pressões) diferentes. Entretanto, depois que a temperatura for fixada, o sistema é "amarrado" em um estado de equilíbrio e todas as propriedades intensivas de cada fase (exceto suas quantidades relativas) são fixadas. Assim, um sistema desse tipo tem uma propriedade independente, que pode ser a temperatura ou a pressão.

Em geral, o número de variáveis independentes associado a um sistema de várias fases e componentes é dado pela **regra das fases de Gibbs**, expressa como

$$\text{VI} = \text{C} - \text{F} + 2 \qquad \textbf{(16–20)}$$

onde VI = o número de variáveis independentes, C = o número de componentes e F = o número de fases presentes em equilíbrio. Para um único componente ($C = 1$), no sistema de duas fases (F = 2) discutido anteriormente, por exemplo, deve-se especificar uma propriedade independente intensiva (VI = 1, Fig. 16–19). No ponto triplo, porém, F = 3, e portanto VI = 0. Ou seja, nenhuma das propriedades de uma substância pura no ponto triplo pode variar. Com base nessa regra, uma substância pura que existe em uma única fase (F = 1) tem duas variáveis independentes. Em outras palavras, duas propriedades intensivas independentes precisam ser especificadas para fixar o estado de equilíbrio de uma substância pura em uma única fase.

Equilíbrio de fases em sistemas multicomponentes

Muitos sistemas de várias fases encontrados na prática envolvem dois ou mais componentes. Um sistema de várias fases e componentes, a uma temperatura e a uma pressão especificadas, está em equilíbrio de fases quando não há nenhuma força motriz entre as diferentes fases de cada componente. Assim, para o equilíbrio de fases, a função de Gibbs específica de cada componente deve ser igual em todas as fases (Fig. 16–20). Ou seja,

$$g_{l,1} = g_{v,1} = g_{s,1} \quad \text{para o componente 1}$$
$$g_{l,2} = g_{v,2} = g_{s,2} \quad \text{para o componente 2}$$
$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$
$$g_{l,N} = g_{v,N} = g_{s,N} \quad \text{para o componente } N$$

Também seria possível derivar essas relações usando a matemática em vez de argumentos físicos.

Alguns componentes podem existir em mais de uma fase sólida a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Nesse caso, a função de Gibbs específica de cada fase sólida de um componente também deve ser igual para o equilíbrio de fases.

Nesta seção examinaremos o equilíbrio de fases de sistemas com dois componentes que envolvem duas fases (líquido e vapor) em equilíbrio. Em tais sistemas, $C = 2$, F = 2 e, portanto, VI = 2. Ou seja, um sistema de dois componentes e duas fases tem duas variáveis independentes, e não estará em equilíbrio a menos que duas propriedades intensivas independentes sejam fixadas.

Geralmente as duas fases de um sistema de dois componentes não têm a mesma composição em cada fase. Ou seja, a fração molar de um componente é diferente nas diferentes fases. Isso é ilustrado pela Fig. 16–21 para a mistura de duas fases de

oxigênio e nitrogênio a uma pressão de 0,1 MPa. Nesse diagrama, a linha do vapor representa a composição de equilíbrio da fase de vapor a diversas temperaturas, e a linha do líquido faz o mesmo para a fase líquida. A 84 K, por exemplo, as frações molares correspondem a 30% de nitrogênio e 70% de oxigênio na fase líquida, e equivalem a 66% de nitrogênio e 34% de oxigênio na fase de vapor. Observe que

$$y_{l,\mathrm{N_2}} + y_{l,\mathrm{O_2}} = 0{,}30 + 0{,}70 = 1 \qquad \textbf{(16–21}\textit{a}\textbf{)}$$

$$y_{v,\mathrm{N_2}} + y_{v,\mathrm{O_2}} = 0{,}66 + 0{,}34 = 1 \qquad \textbf{(16–21}\textit{b}\textbf{)}$$

Portanto, depois que a temperatura e a pressão (duas variáveis independentes) de uma mistura de dois componentes e duas fases são especificadas, a composição de equilíbrio de cada fase pode ser determinada no diagrama de fases, que se baseia em medições experimentais.

É interessante notar que a temperatura é uma função *contínua*, mas que a fração molar, que é uma concentração sem dimensões, geralmente não é uma função contínua. As temperaturas da água e do ar na superfície livre de um lago, por exemplo, sempre são iguais. As frações molares do ar nos dois lados de uma interface entre água e ar, porém, obviamente são muito diferentes (na verdade, a fração molar do ar na água é próxima de zero). Da mesma forma, as frações molares da água em ambos os lados de uma interface água e ar também são diferentes mesmo quando o ar está saturado (Fig. 16–22). Assim, ao especificarmos frações molares em misturas de duas fases, precisamos especificar claramente a fase a que se referem.

Na maioria das aplicações práticas, as duas fases de uma mistura não estão em equilíbrio de fases, uma vez que o estabelecimento do equilíbrio de fases exige a difusão das espécies das regiões de concentração mais alta para as regiões de concentração mais baixa, o que pode levar muito tempo. Entretanto, o equilíbrio de fases sempre existe na interface das duas fases de uma espécie. No caso da interface ar/água, a fração molar do vapor de água no ar é facilmente determinada com os dados de saturação, como mostra o Exemplo 16–8.

A situação é semelhante nas interfaces *sólido/líquido*. Novamente, a determinada temperatura, apenas uma certa quantidade de sólido pode ser dissolvida em um líquido, e a solubilidade do sólido no líquido é determinada com a exigência de que exista equilíbrio termodinâmico entre o sólido e a solução na interface. A **solubilidade** representa *a quantidade máxima de sólido que pode ser dissolvida em um líquido à temperatura especificada* e está amplamente disponível nos livros de química. Na Tab. 16–1 apresentamos dados de exemplo da solubilidade do cloreto de sódio (NaCl) e do bicarbonato de sódio [$Ca(HO_3)_2$] a diversas temperaturas. Por exemplo, a solubilidade do sal (NaCl) na água a 310 K é de 36,5 kg por 100 kg de água. Portanto, a fração mássica do sal na água salgada saturada é simplesmente

$$\mathrm{fm_{sal,\ lado\ do\ líquido}} = \frac{m_{\mathrm{sal}}}{m} = \frac{36{,}5\ \mathrm{kg}}{(100 + 36{,}5)\ \mathrm{kg}} = 0{,}267\ (\mathrm{ou}\ 26{,}7\%)$$

enquanto a fração mássica do sal no sal sólido puro é fm = 1,0.

Muitos processos envolvem a absorção de um gás em um líquido. A maioria dos gases é pouco solúvel em líquidos (como o ar na água), e para tais soluções diluídas as frações molares de uma espécie *i* nas fases gasosa e líquida na interface

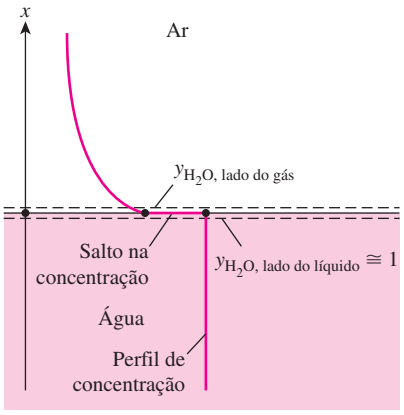


FIGURA 16–22 Ao contrário da temperatura, a fração molar de espécies em ambos os lados de uma interface líquido/gás (ou sólido/gás ou sólido/líquido) geralmente não é igual.

TABELA 16–1

Solubilidade de dois compostos inorgânicos em água a diversas temperaturas, em kg (em 100 kg de água)
(De *Handbook of Chemistry*, McGraw-Hill, 1961.)

	Solução	
Temperatura, K	Sal NaCl	Bicarbonato de sódio $Ca(HCO_3)_2$
273,15	35,7	16,15
280	35,8	16,30
290	35,9	16,53
300	36,2	16,75
310	36,5	16,98
320	36,9	17,20
330	37,2	17,43
340	37,6	17,65
350	38,2	17,88
360	38,8	18,10
370	39,5	18,33
373,15	39,8	18,40

TABELA 16–2

A constante de Henry H (em bars) de gases selecionados em água a pressões de baixas a moderadas (para o gás i, $H = P_{i,\text{ lado do gás}}/y_{i,\text{ lado da água}}$) (de Mills, Tab. A.21)

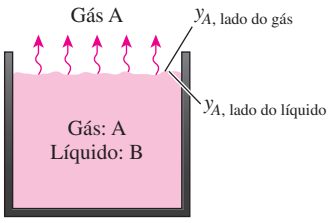
Solução	290 K	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
H_2S	440	560	700	830	980	1.140
CO_2	1.280	1.710	2.170	2.720	3.220	—
O_2	38.000	45.000	52.000	57.000	61.000	65.000
H_2	67.000	72.000	75.000	76.000	77.000	76.000
CO	51.000	60.000	67.000	74.000	80.000	84.000
Ar	62.000	74.000	84.000	92.000	99.000	104.000
N_2	76.000	89.000	101.000	110.000	118.000	124.000

são observadas como proporcionais entre si. Ou seja, $y_{i,\text{ lado do gás}} \propto y_{i,\text{ lado do líquido}}$ ou $P_{i,\text{ lado do gás}} \propto Py_{i,\text{ lado do líquido}}$, uma vez que $y_i = P_i/P$ para misturas de gases ideais. Isso é conhecido como a **lei de Henry**, que é expressa como

$$y_{i,\text{ lado do líquido}} = \frac{P_{i,\text{ lado do gás}}}{H} \qquad \textbf{(16–22)}$$

onde H é a **constante de Henry**, que é o produto entre a pressão total da mistura de gás e a constante de proporcionalidade. Para determinada espécie, ela é uma função apenas da temperatura e praticamente não depende da pressão para pressões abaixo de 5 atm. Os valores da constante de Henry para várias soluções aquosas são dados na Tab. 16–2 para diversas temperaturas. Dessa tabela e da equação anterior tiramos as seguintes observações:

1. A concentração de um gás dissolvido em um líquido é inversamente proporcional à constante de Henry. Quanto maior for a constante de Henry, menor será a concentração de gases dissolvidos no líquido.
2. A constante de Henry aumenta (e, portanto, a fração de um gás dissolvido no líquido diminui) com o aumento da temperatura. Portanto, os gases dissolvidos em um líquido podem ser retirados aquecendo-se o líquido (Fig. 16–23).
3. A concentração de um gás dissolvido em um líquido é proporcional à pressão parcial do gás. Portanto, a quantidade de gás dissolvida em um líquido pode ser aumentada pelo aumento da pressão do gás. Isso pode ser aproveitado na carbonatação dos refrigerantes com gás CO_2.



$$y_{A,\text{ lado do gás}} \propto y_{A,\text{ lado do líquido}}$$

ou

$$\frac{P_{A,\text{ lado do gás}}}{P} \propto y_{A,\text{ lado do líquido}}$$

ou

$$P_{A,\text{ lado do gás}} = Hy_{A,\text{ lado do líquido}}$$

FIGURA 16–23 Os gases dissolvidos em um líquido podem ser removidos pelo aquecimento do líquido.

A rigor, o resultado obtido com a Eq. 16–22 para a fração molar do gás dissolvido é válido para a camada líquida abaixo da interface, mas não necessariamente para todo o líquido. Este último caso só vale quando o equilíbrio de fases termodinâmicas é estabelecido em todo o corpo líquido.

Mencionamos anteriormente que o uso da lei de Henry é limitado às soluções gás/líquido diluídas, ou seja, líquidos com pequena quantidade de gás dissolvido. Assim, a questão que surge naturalmente é o que fazer quando o gás é altamente solúvel no líquido (ou sólido) – como a amônia na água. Nesse caso, o relacionamento linear da lei de Henry não se aplica, e a fração molar de um gás dissolvido no líquido (ou sólido) geralmente é expressa como função da pressão parcial do gás na fase gasosa e da temperatura. Uma relação aproximada nesse caso para as

frações molares de uma espécie nos *lados líquido* e *gasoso* da interface é dada pela **lei de Raoult**

$$P_{i,\text{ lado do gás}} = y_{i,\text{ lado do gás}} P_{\text{total}} = y_{i,\text{ lado do líquido}} P_{i,\text{ sat}}(T) \qquad \textbf{(16–23)}$$

onde $P_{i,\text{sat}}(T)$ é a *pressão de saturação* da espécie i à temperatura da interface e P_{total} é a *pressão total* no lado da fase gasosa. Os dados tabulares estão disponíveis nos livros de química para soluções comuns, como a solução amônia/água amplamente utilizada nos sistemas de refrigeração por absorção.

Os gases também podem se dissolver em *sólidos*, mas o processo de difusão neste caso pode ser muito complicado. A dissolução de um gás pode ser independente da estrutura do sólido, ou depender fortemente de sua porosidade. Alguns processos de dissolução (como a do hidrogênio em titânio, semelhante à dissolução do CO_2 em água) são *reversíveis*, e para manter o conteúdo de gás no sólido é preciso contato constante do sólido com um reservatório daquele gás. Alguns outros processos de dissolução são *irreversíveis.* Por exemplo, o gás oxigênio dissolvendo no titânio forma TiO_2 na superfície, e o processo não se reverte.

A densidade molar do gás de espécie i no sólido na interface, $\overline{\rho}_{i,\text{lado do sólido}}$, é proporcional à *pressão parcial* no gás de espécie i, $P_{i,\text{lado do gás}}$, no lado gasoso da interface, e é expressa como

$$\overline{\rho}_{i,\text{ lado do sólido}} = \mathcal{S} \times P_{i,\text{ lado do gás}} \qquad (\text{kmol/m}^3) \qquad \textbf{(16–24)}$$

em que $\mathcal{S}$ é a solubilidade. Expressando a pressão em bars e observando que a unidade de concentração molar é o kmol da espécie i por m^3, a unidade de solubilidade é kmol/m^3·bar. Os dados de solubilidade das combinações selecionadas entre gás e sólido são dados na Tab. 16–3. O produto da *solubilidade* de um gás pelo *coeficiente de difusão* do gás em um sólido é chamado de *permeabilidade*, uma medida da capacidade que o gás tem de penetrar em um sólido. A permeabilidade é inversamente proporcional à espessura e tem a unidade kmol/s·m·bar.

Finalmente, se um processo envolver a *sublimação* de um sólido puro, como o gelo, ou a *evaporação* de um líquido puro, como a água, em um meio diferente como o ar, a fração molar (ou a fração mássica) da substância na fase líquida ou gasosa é simplesmente tomada como 1,0, e a pressão parcial, bem como a fração molar da substância na fase gasosa, podem ser facilmente determinadas com os dados de saturação da substância à temperatura especificada. Da mesma forma, a hipótese do equilíbrio termodinâmico na interface é bastante razoável para os sólidos puros, os líquidos puros e as soluções, exceto quando há reações químicas ocorrendo na interface.

TABELA 16–3

Solubilidade dos gases e sólidos selecionados (extraída de Barrer) para o gás i, $\mathcal{S} = \overline{\rho}_{i,\text{ lado do sólido}}/P_{i,\text{ lado do gás}}$

			$\mathcal{S}$
Gás	**Sólido**	**T K**	**kmol/m³·bar**
O_2	Borracha	298	0,00312
N_2	Borracha	298	0,00156
CO_2	Borracha	298	0,04015
He	SiO_2	298	0,00045
H_2	Ni	358	0,00901

EXEMPLO 16–8 Fração molar do vapor de água acima de um lago

Determine a fração molar do vapor de água na superfície de um lago cuja temperatura é de 15 °C, e compare-a à fração molar da água no lago (Fig. 16–24). Considere uma pressão atmosférica de 92 kPa no nível do lago.

SOLUÇÃO A fração molar do vapor de água na superfície de um lago deve ser determinada e comparada à fração molar da água no lago.

Hipóteses **1** O ar e o vapor de água são gases ideais. **2** A quantidade de ar dissolvido na água é desprezível.

(*continua*)

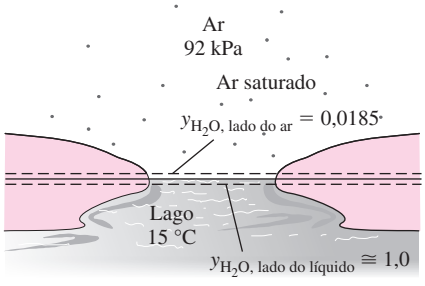


FIGURA 16–24 Esquema para o Exemplo 16–8.

(*continuação*)

Propriedades A pressão de saturação da água a 15 °C é 1,7057 kPa (Tab. A–4).

Análise Existe equilíbrio de fases na superfície livre do lago; portanto, o ar da superfície do lago é sempre saturado à temperatura da interface.

O ar na superfície da água é saturado. Assim, a pressão parcial do vapor de água no ar da superfície do lago simplesmente será a pressão de saturação da água a 15 °C,

$$P_v = P_{\text{sat @ 15 °C}} = 1{,}7057 \text{ kPa}$$

A fração molar do vapor de água no ar da superfície do lago é determinada com a Eq. 16–22

$$y_v = \frac{P_v}{P} = \frac{1{,}7057 \text{ kPa}}{92 \text{ kPa}} = \mathbf{0{,}0185 \text{ ou } 1{,}85\%}$$

A água contém algum ar dissolvido, mas a quantidade é desprezível. Portanto, podemos admitir que todo o lago é água líquida. Assim, sua fração molar torna-se

$$y_{\text{água, lado do líquido}} \cong \mathbf{1{,}0 \text{ ou } 100\%}$$

Discussão Observe que a concentração da água em mols é 100% logo abaixo da interface ar/água e menos que 2% bem acima dela, embora o ar seja considerado saturado (assim, este é o valor mais alto a 15 °C). Portanto, é possível a ocorrência de grandes descontinuidades nas concentrações de uma espécie através das fronteiras das fases.

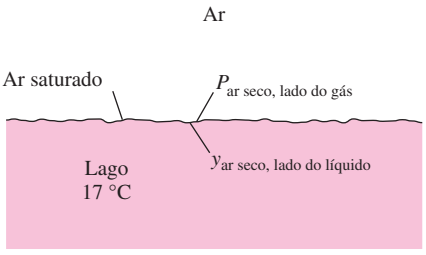


FIGURA 16–25 Esquema para o Exemplo 16–9.

EXEMPLO 16–9 A quantidade de ar dissolvida na água

Determine a fração molar do ar na superfície de um lago cuja temperatura é de 17 °C (Fig. 16–25). Considere uma pressão atmosférica de 92 kPa no nível do lago.

SOLUÇÃO A fração molar do ar na água do lago deve ser determinada.

Hipótese O ar e o vapor são gases ideais.

Propriedades A pressão de saturação da água a 17 °C é 1,96 kPa (Tab. A–4). A constante de Henry do ar dissolvido na água a 290 K é $H = 62.000$ bar (Tab. 16–2).

Análise Este exemplo é semelhante ao anterior. Novamente o ar na superfície da água é saturado, e portanto a pressão parcial do vapor de água no ar na superfície do lago é a pressão de saturação da água a 17 °C,

$$P_v = P_{\text{sat @ 17 °C}} = 1{,}96 \text{ kPa}$$

A pressão parcial do ar seco é

$$P_{\text{ar seco}} = P - P_v = 92 - 1{,}96 = 90{,}04 \text{ kPa} = 0{,}9004 \text{ bar}$$

Observe que poderíamos ter ignorado a pressão do vapor, uma vez que a quantidade de vapor no ar é muito pequena com pouca perda de precisão (um erro de cerca de 2%). A fração molar do ar na água é, pela lei de Henry,

$$y_{\text{ar seco, lado do líquido}} = \frac{P_{\text{ar seco, lado do gás}}}{H} = \frac{0{,}9004 \text{ bar}}{62.000 \text{ bar}} = \mathbf{1{,}45 \times 10^{-5}}$$

Discussão Esse valor é muito pequeno, como esperado. Portanto, a concentração de ar na água logo abaixo da interface ar/água é de 1,45 mols por 100.000 mols. Obviamente, isso é oxigênio suficiente para os peixes e outras criaturas do lago. Observe que a quantidade de ar dissolvida na água diminuirá com o aumento da profundidade, a menos que exista equilíbrio de fases em todo o lago.

EXEMPLO 16–10 Difusão do gás hidrogênio em uma placa de níquel

Considere uma placa de níquel colocada em um tanque cheio com gás hidrogênio a 358 K e 300 kPa. Determine a densidade molar e mássica do hidrogênio na placa de níquel quando o equilíbrio de fases é estabelecido (Fig. 16–26).

SOLUÇÃO Uma placa de níquel é exposta ao gás hidrogênio. A densidade do hidrogênio na placa deve ser determinada.

Propriedades A massa molar do hidrogênio H_2 é $M = 2$ kg/kmol, e a solubilidade do hidrogênio no níquel à temperatura especificada é dada na Tab. 16–3 como 0,00901 kmol/m^3·bar.

Análise Observando que 300 kPa = 3 bar, a densidade molar do hidrogênio na placa de níquel é determinada pela Eq. 16–24 como:

$$\overline{\rho}_{H_2,\text{ lado do sólido}} = \mathcal{S} \times P_{H_2,\text{ lado do gás}}$$
$$= (0{,}00901\ \text{kmol/m}^3\cdot\text{bar})(3\ \text{bar}) = \mathbf{0{,}027\ kmol/m^3}$$

Isso corresponde a uma densidade mássica de

$$\rho_{H_2,\text{ lado do sólido}} = \overline{\rho}_{H_2,\text{ lado do sólido}} M_{H_2}$$
$$= (0{,}027\ \text{kmol/m}^3)(2\ \text{kg/kmol}) = \mathbf{0{,}054\ kg/m^3}$$

Ou seja, haverá 0,027 kmol (ou 0,054 kg) de gás H_2 em cada m^3 de volume da placa de níquel quando o equilíbrio de fases for estabelecido.

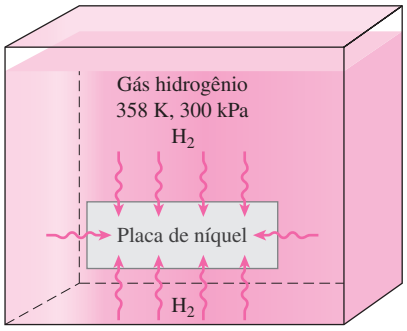


FIGURA 16–26 Esquema para o Exemplo 16–10.

EXEMPLO 16–11 Composição das diferentes fases de uma mistura

Nos sistemas de refrigeração por absorção, uma mistura em equilíbrio de duas fases de amônia líquida (NH_3) e água (H_2O) é muito usada. Considere uma dessas misturas a 40 °C, mostrada na Fig. 16–27. Se a composição da fase líquida corresponder a 70% de NH_3 e 30% de H_2O em mols, determine a composição da fase vapor dessa mistura.

SOLUÇÃO Uma mistura de duas fases de amônia e água a uma temperatura especificada é considerada. A composição da fase líquida é dada, e a composição da fase gasosa deve ser determinada.

Hipótese A mistura é ideal; portanto, a lei de Raoult se aplica.

Propriedades As pressões de saturação do H_2O e do NH_3 a 40 °C são $P_{H_2O,\text{ sat}} = 7{,}3851$ kPa e $P_{NH_3,\text{ sat}} = 1.554{,}33$ kPa.

Análise As pressões de vapor são determinadas com

$$P_{H_2O,\text{ lado do gás}} = y_{H_2O,\text{ lado do líquido}} P_{H_2O,\text{ sat}}(T) = 0{,}30(7{,}3851\ \text{kPa}) = 2{,}22\ \text{kPa}$$
$$P_{NH_3,\text{ lado do gás}} = y_{NH_3,\text{ lado do líquido}} P_{NH_3,\text{ sat}}(T) = 0{,}70(1.554{,}33\ \text{kPa}) = 1.088{,}03\ \text{kPa}$$

(*continua*)

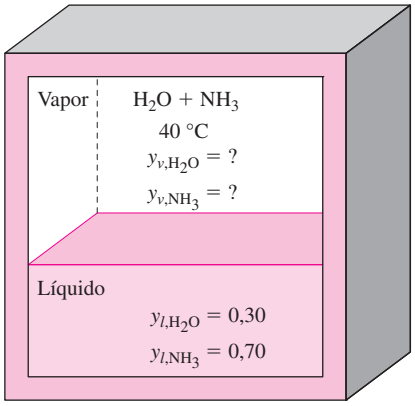


FIGURA 16–27 Esquema para o Exemplo 16–11.

(*continuação*)

A pressão total da mistura é

$$P_{\text{total}} = P_{H_2O} + P_{NH_3} = 2{,}22 + 1.088{,}03 = 1.090{,}25 \text{ kPa}$$

Assim, as frações molares da fase gasosa são

$$y_{H_2O,\text{ lado do gás}} = \frac{P_{H_2O,\text{ lado do gás}}}{P_{\text{total}}} = \frac{2.22 \text{ kPa}}{1.090{,}25 \text{ kPa}} = \mathbf{0{,}0020}$$

$$y_{NH_3,\text{ lado do gás}} = \frac{P_{NH_3,\text{ lado do gás}}}{P_{\text{total}}} = \frac{1.088{,}03 \text{ kPa}}{1.090{,}25 \text{ kPa}} = \mathbf{0{,}9980}$$

Discussão Observe que a fase gasosa consiste quase totalmente em amônia, tornando essa mistura bastante adequada para a refrigeração por absorção.

RESUMO

Um sistema isolado está em *equilíbrio químico* se nenhuma variação ocorrer na composição química do sistema. O critério do equilíbrio químico tem por base a segunda lei da termodinâmica, e para um sistema a uma temperatura e a uma pressão especificadas ele pode ser expresso como

$$(dG)_{T,P} = 0$$

Para a reação

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$$

onde os ν's são os coeficientes estequiométricos, o *critério de equilíbrio* pode ser expresso pelas funções de Gibbs como

$$\nu_C \bar{g}_C + \nu_D \bar{g}_D - \nu_A \bar{g}_A - \nu_B \bar{g}_B = 0$$

que é válido para qualquer reação química independentemente das fases envolvidas.

Para os sistemas reativos que consistem apenas em gases ideais, a constante de equilíbrio K_P pode ser expressa como

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

onde a *variação da função de Gibbs padrão* $\Delta G^*(T)$ e a constante de equilíbrio K_P são definidas como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C \bar{g}_C^*(T) + \nu_D \bar{g}_D^*(T) - \nu_A \bar{g}_A^*(T) - \nu_B \bar{g}_B^*(T)$$

e

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$$

Aqui, os P_i's são as pressões parciais dos componentes em atm. O K_P das misturas de gases ideais também pode ser expresso em relação aos números de mols dos componentes como

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C} N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A} N_B^{\nu_B}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$$

onde $\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$, P é a pressão total em atm, e N_{total} é o número total de mols presentes na câmara de reação, incluindo os gases inertes. A equação anterior é escrita para uma reação que envolve dois reagentes e dois produtos, mas pode ser estendida para as reações que envolvem qualquer número de reagentes e produtos.

A constante de equilíbrio K_P das misturas de gases ideais depende apenas da temperatura. Ela não depende da pressão da mistura em equilíbrio, e não é afetada pela presença de gases inertes. Quanto maior o K_P, mais completa a reação. Valores muito pequenos de K_P indicam que uma reação não avança em um grau apreciável. Em geral, admite-se que uma reação com $K_P > 1.000$ avança até a conclusão, e uma reação com $K_P < 0{,}001$ não ocorre. A pressão da mistura afeta a composição do equilíbrio, embora não afete a constante de equilíbrio K_P.

A variação de K_P com a temperatura é expressa por outras propriedades termoquímicas por meio da *equação de van't Hoff*

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\bar{h}_R(T)}{R_u T^2}$$

onde $\bar{h}_R(T)$ é a entalpia da reação à temperatura T. Para intervalos de temperaturas menores, ela pode ser integrada, resultando em

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\bar{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

Essa equação mostra que os processos de combustão são menos completos a temperaturas mais altas, uma vez que K_P diminui com a temperatura nas reações exotérmicas.

Duas fases estão *em equilíbrio* quando não há nenhuma transformação de uma fase para outra. Duas fases de uma substância pura estão em equilíbrio quando cada fase tem o mesmo valor da função de Gibbs específica. Ou seja,

$$g_l = g_v$$

Em geral, o número de variáveis independentes associadas a um sistema de vários componentes e fases é dado pela *regra das fases de Gibbs*, expressa como

$$\text{VI} = C - \text{F} + 2$$

em que VI = o número de variáveis independentes, C = o número de componentes e F = o número de fases presentes em equilíbrio.

Um sistema de vários componentes e fases a uma temperatura e a uma pressão especificadas está em equilíbrio de fases quando a função de Gibbs específica de cada componente é igual em todas as fases.

Para um gás i que é fracamente solúvel em um líquido (como o ar na água), a fração molar do gás no líquido $y_{i,\text{ lado do líquido}}$ está relacionada à pressão parcial do gás $P_{i,\text{ lado do gás}}$ pela lei de Henry:

$$y_{i,\text{ lado do líquido}} = \frac{P_{i,\text{lado do gás}}}{H}$$

onde H é a constante de Henry. Quando um gás é altamente solúvel em um líquido (como a amônia na água), as frações molares das espécies de uma mistura de duas fases nas fases líquida e gasosa são dadas aproximadamente pela lei de Raoult, expressa como

$$P_{i,\text{ lado do gás}} = y_{i,\text{ lado do gás}}\, P_{\text{total}} = y_{i,\text{ lado do líquido}}\, P_{i,\text{ sat}}(T)$$

onde P_{total} é a pressão total da mistura, $P_{i,\text{sat}}(T)$ é a pressão de saturação da espécie i à temperatura da mistura e $y_{i,\text{lado do líquido}}$ e $y_{i,\text{lado do gás}}$ são as frações molares da espécie i nas fases líquida e gasosa respectivamente.

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. R. M. Barrer. *Diffusion in and through Solids.* New York:Macmillan, 1941.
2. I. Glassman. *Combustion.* New York: Academic Press, 1977.
3. A. M. Kanury. *Introduction to Combustion Phenomena.* New York: Gordon and Breach, 1975.
4. A. F. Mills. *Basic Heat and Mass Transfer.* Burr Ridge, IL: Richard D. Irwin, 1995.
5. J. M. Smith and H. C. Van Ness. *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics.* 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 1986.

PROBLEMAS*

K_P e composição de equilíbrio dos gases ideais

16–1C Uma mesa de madeira está em equilíbrio químico com o ar?

16–2C Escreva três equações diferentes para o cálculo de K_P das misturas de gases ideais reagentes, e o estado no qual cada relação deve ser usada.

16–3C Considere uma mistura de NO, O_2 e N_2 em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. Em um dado processo, a pressão é triplicada.

(*a*) A constante de equilíbrio K_P mudará?

(*b*) O número de mols de NO, O_2 e N_2 mudará? De que maneira?

16–4C Uma câmara de reação contém uma mistura de CO_2, CO e O_2 em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. De que maneira (*a*) o aumento da temperatura a uma pressão constante e (*b*) o aumento da pressão a uma temperatura constante afetarão o número de mols de CO_2?

16–5C Uma câmara de reação contém uma mistura de N_2 e N em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. De que maneira (*a*) o aumento da temperatura a uma pressão constante e (*b*) o aumento da pressão a uma temperatura constante afetarão o número de mols de N_2?

16–6C Uma câmara de reação contém uma mistura de CO_2, CO e O_2 em equilíbrio a uma temperatura e a uma pressão especificadas. N_2 é então adicionado à mistura enquanto a temperatura e pressão da mistura são mantidas constantes. Isso afetará o número de mols de O_2? De que maneira?

16–7C Qual substância elementar tem mais chances de se dissociar em sua forma monatômica a 3.000 K, H_2 ou N_2? Por quê?

16–8C A constante de equilíbrio para a reação $C + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO$ a 100 kPa e 1.600 K é K_P. Utilize essa informação para encontrar a constante de equilíbrio para as seguintes reações a 1.600 K.

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

(*a*) a 100 kPa $C + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO$

(*b*) a 500 kPa $C + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO$

(*c*) a 100 kPa $2C + O_2 \rightleftharpoons 2CO$

(*d*) a 500 kPa $2CO \rightleftharpoons 2C + O_2$

16–9C A constante de equilíbrio para a reação $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 1 atm e 1.200 K é K_P. Use essa informação para determinar a constante de equilíbrio para as seguintes reações:

(*a*) a 1 atm $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

(*b*) a 7 atm $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

(*c*) a 1 atm $3H_2O \rightleftharpoons 3H_2 + \frac{3}{2}O_2$

(*d*) a 12 atm $3H_2O \rightleftharpoons 3H_2 + \frac{3}{2}O_2$

16–10 Uma mistura de gases ideais é combinada em um vaso rígido que está inicialmente evacuado e é mantido a uma temperatura constante de 20 °C. Em um primeiro momento, nitrogênio é adicionado até que a pressão seja de 110 kPa. Depois, dióxido de carbono é adicionado até que a pressão seja de 230 kPa e, finalmente, NO é adicionado até que a pressão seja de 350 kPa. Determine a função de Gibbs do N_2 nessa mistura. *Resposta:* 200 kJ/kmol

16–11 Uma mistura de gases ideais é composta de 30% de N_2, 30% de O_2 e 40% de H_2O em fração molar. Determine a função de Gibbs do N_2, considerando que a pressão da mistura é de 5 atm e sua temperatura é de 600 K.

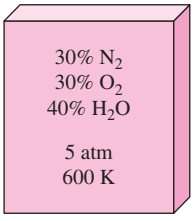


FIGURA P16–11

16–12 A qual temperatura se dissociará 0,2% do nitrogênio a (*a*) 1 kPa e (*b*) 10 kPa? *Respostas:* (*a*) 3.628 K; (*b*) 3.909 K

16–13 Use a função de Gibbs para determinar a constante de equilíbrio da reação $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ a (*a*) 500 K e (*b*) 2.000 K. Compare seu resultado com os valores das constantes de equilíbrio listados na Tab. A–28.

16–14 O dióxido de carbono é geralmente produzido pela reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$. Determine a quantidade produzida de dióxido de carbono (fração molar) quando isso é feito em um reator mantido a 1 atm e 3.800 K. O logaritmo natural da constante de equilíbrio para a reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3.800 K é –0,461.
Resposta: 0,122

16–15 Considere a reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 1 atm e 3.800 K. Calcule qual será a mudança na quantidade produzida de dióxido de carbono, considerando que a pressão do reator é aumentada para 700 kPa. O logaritmo natural da constante de equilíbrio da reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3.800 K é –0,461.

16–16 Considere a reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 1 atm e 3.800 K. Qual será a mudança na quantidade produzida de dióxido de carbono se o ar atmosférico fornece o oxigênio necessário para a reação? O logaritmo natural da constante de equilíbrio da reação $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3.800 K é –0,461, e para a reação $C + (O_2 + 3{,}76\,N_2) \rightleftharpoons CO_2 + 3{,}76\,N_2$, a 3.800 K é 12,49.

16–17 Uma mistura gasosa de 30% (em fração molar) de metano e 70% de dióxido de carbono é aquecida a uma pressão de 1 atm até 1.200 K. Qual é a composição de equilíbrio (em fração molar) da mistura resultante? O logaritmo natural da constante de equilíbrio da reação $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ a 1.200 K é 4,147.
Respostas: 0,000415 (CH_4); 0,187 (C) 0,375 (H_2); 0,438 (CO_2)

16–18 Determine a composição dos produtos da reação de dissociação $CO_2 \rightleftharpoons CO + O$, onde os produtos estão a 1 atm e 2.500 K. *Nota:* Antes, avalie o K_P dessa reação utilizando os valores de K_P das reações $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ e $0{,}5O_2 \rightleftharpoons O$.

16–19 Considere a reação de dissociação $CO_2 \rightleftharpoons CO + O$ a 1 atm e 2.500 K. Em um dado processo, são adicionados 3 mols de nitrogênio a 1 mol de CO_2. Determine a composição de equilíbrio dos produtos à mesma temperatura e à mesma pressão com o nitrogênio adicional. *Nota:* Antes, avalie o K_P dessa reação utilizando os valores de K_P das reações $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ e $0{,}5O_2 \rightleftharpoons O$.

16–20 A reação $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$ ocorre em motores de combustão interna. Determine a fração molar de equilíbrio do NO, considerando uma pressão de 101 kPa e uma temperatura de 1.600 K.

16–21E Usando dados da função de Gibbs, determine a constante de equilíbrio K_P da reação $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a (*a*) 537 R e (*b*) 4.320 R. Compare seus resultados com os valores de K_P listados na Tab. A–28. *Respostas:* (*a*) $1{,}12 \times 10^{40}$; (*b*) 283

16–22 Determine a constante de equilíbrio K_P do processo $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a (*a*) 298 K e (*b*) 2.000 K. Compare seus resultados com os valores de K_P listados na Tab. A–28.

16–23 Estude o efeito da variação do percentual de excesso de ar durante a combustão do hidrogênio a uma pressão de 1 atm em regime permanente. A qual temperatura a porcentagem de 97% de H_2 queimará em H_2O? Considere que a mistura de equilíbrio consiste em H_2O, H_2, O_2 e N_2.

16–24 Determine a constante de equilíbrio K_P para a reação $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ a 25 °C. *Resposta:* $1{,}96 \times 10^{140}$

16–25 Usando os dados da função de Gibbs, determine a constante de equilíbrio K_P do processo de dissociação $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a (*a*) 298 K e (*b*) 1.800 K. Compare seus resultados com os valores de K_P listados na Tab. A–28.

16–26 O monóxido de carbono é queimado com 100% de excesso de ar durante um processo em regime permanente a uma pressão de 1 atm. A qual temperatura uma porcentagem de 93% de CO queimará em CO_2? Considere que a mistura de equilíbrio consiste em CO_2, CO, O_2 e N_2. *Resposta:* 2.424 K

16–27 Reconsidere o Prob. 16–26. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da variação do percentual de excesso de ar (de 0 a 200%) sobre a temperatura durante um processo no qual 93% de CO queimam em CO_2 em regime permanente. Faça um gráfico que relacione a temperatura em função do percentual de excesso de ar e discuta os resultados.

16–28E Repita o Prob. 16–26 usando dados em unidades inglesas.

16–29 Hidrogênio é queimado com 150% de ar teórico durante um processo em regime permanente a uma pressão de 1 atm. A qual temperatura a porcentagem de 98% de H_2 queimará em H_2O? Considere que a mistura de equilíbrio consiste em H_2O, H_2, O_2 e N_2.

16–30 Ar (composto por 79% de N_2 e 21% de O_2) é aquecido a 2.000 K a uma pressão constante de 2 atm. Considerando que a mistura de equilíbrio consiste em N_2, O_2 e NO, determine a composição de equilíbrio nesse estado. É razoável afirmar que nenhum oxigênio ou nitrogênio monatômico estará presente na mistura de equilíbrio? A composição de equilíbrio mudará caso a pressão seja dobrada a uma temperatura constante?

16–31 Hidrogênio (H_2) é aquecido a 4.000 K a uma pressão constante de 5 atm. Determine a porcentagem de H_2 que se dissociará em H durante esse processo. *Resposta:* 33,6%

16–32E Uma mistura de 2 mols de CO, 2 mols de O_2 e 6 mols de N_2 é aquecida até 4.320 R a uma pressão de 3 atm. Determine a composição de equilíbrio da mistura.
Respostas: $1{,}93CO_2$; $0{,}07CO$; $1{,}035O_2$; $6N_2$

16–33 Uma mistura de 3 mols de N_2, 1 mol de O_2 e 0,1 mol de ar é aquecida até 2.400 K a uma pressão constante de 10 atm. Considerando que a mistura de equilíbrio consiste em N_2, O_2, Ar e NO, determine a composição de equilíbrio.
Respostas: $0{,}0823NO$; $2{,}9589N_2$; $0{,}9589O_2$; 0,1 de ar

16–34 Determine a fração molar do sódio ionizado de acordo com a reação $Na \rightleftharpoons Na^+ + e^-$ a 2.000 K e 1,5 atm ($K_P = 0{,}668$ para essa reação). *Resposta:* 55,5%

16–35 Um kmol de oxigênio a 1 atm e 298 K é aquecido para 10 atm e 2.200 K. Calcule a quantidade total de transferência de calor necessária, em kJ/kmol, caso (*a*) a dissociação seja desprezada e (*b*) a dissociação seja considerada.

16–36 O oxigênio do Prob. 16–35 é substituído por ar. Compare a transferência total de calor necessária (em kJ/kg) para aquecer esse ar da mesma maneira, (*a*) desprezando e (*b*) incluindo a dissociação. *Resposta:* (*b*) 1.660 kJ/kg

16–37 Propano líquido (C_3H_8) entra em uma câmara de combustão a 25 °C a uma taxa de 1,2 kg/min, onde é misturado e queimado com 150% de excesso de ar que entra na câmara de combustão a 12 °C. Considerando que os gases de combustão consistem em CO_2, H_2O, CO, O_2 e N_2 que saem a 1.200 K e 2 atm, determine (*a*) a composição de equilíbrio dos gases do produto e (*b*) a taxa de transferência de calor da câmara de combustão. É razoável desprezar a presença de NO nos gases do produto?
Respostas: (*a*) $3CO_2$; $7{,}5O_2$; $4H_2O$; $47N_2$; (*b*) 5.066 kJ/min

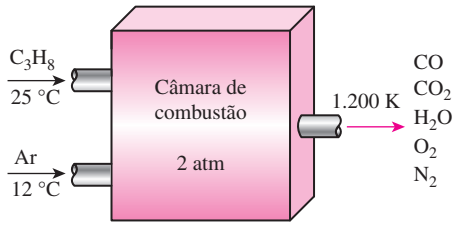


FIGURA P16–37

16–38 Reconsidere o Prob. 16–37. Usando o EES (ou outro programa), investigue se é razoável desprezar a presença de NO nos gases de produto.

16–39 Oxigênio (O_2) a 298 K é aquecido para 3.000 K durante um processo em regime permanente a 1 atm com vazão de 0,5 kg/min. Determine a taxa de fornecimento de calor necessária durante esse processo, considerando que (*a*) O_2 se dissocia em O e (*b*) nenhuma dissociação ocorre.

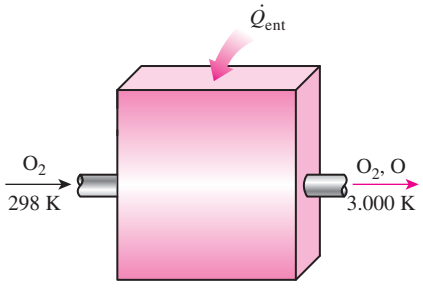


FIGURA P16–39

16–40 Estime o K_P da seguinte reação de equilíbrio a 3.000 K:

$$CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2$$

A 2.000 K, sabe-se que a entalpia da reação é de −26.176 kJ/kmol e o K_P é de 0,2209. Compare seu resultado com o valor obtido da definição da constante de equilíbrio.

16–41 Um tanque com volume constante contém uma mistura de 1 kmol de H_2 e 1 kmol de O_2 a 25 °C e 1 atm. O conteúdo é então

inflamado. Determine a temperatura e a pressão finais do tanque, considerando que os gases de combustão são H_2O, H_2 e O_2.

16–42 Mostre que, enquanto a extensão da reação (α) para reação de dissociação $X_2 \rightleftharpoons 2X$ é menor que um, α é dado por

$$\alpha = \sqrt{\frac{K_P}{4 + K_P}}$$

Reações simultâneas

16–43C Qual é o critério de equilíbrio dos sistemas que envolvem duas ou mais reações químicas simultâneas?

16–44C Ao determinar a composição de equilíbrio de uma mistura envolvendo reações simultâneas, como você determinaria o número de relações de K_P necessárias?

16–45 Um mol de H_2O é aquecido a 3.400 K a uma pressão de 1 atm. Determine a composição de equilíbrio, considerando que somente H_2O, OH, O_2 e o H_2 estão presentes.

Respostas: 0,574H_2O; 0,308H_2; 0,0950$_2$; 0,2360H

16–46 Uma mistura de 2 mols de CO_2 e 1 mol de O_2 é aquecida a 2.000 K a uma pressão de 4 atm. Determine a composição de equilíbrio dessa mistura, considerando que apenas o CO_2, CO, O_2 e O estão presentes.

16–47 Ar (composto por 21% de O_2 e 79% de N_2) é aquecido até 3.000 K a uma pressão de 2 atm. Determine a composição de equilíbrio, considerando que somente O_2, N_2, O e NO estão presentes. É razoável afirmar que nenhum N estará presente na mistura do equilíbrio final?

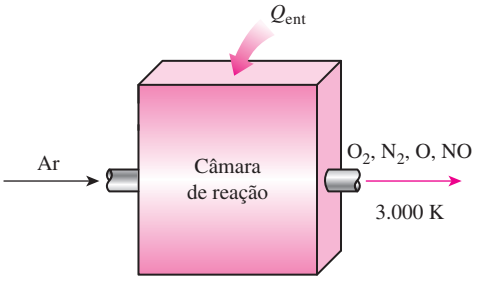


FIGURA P16–47

16–48E Ar (composto por 21% de O_2 e 79% de N_2) é aquecido até 5.400 R a uma pressão de 1 atm. Determine a composição de equilíbrio, considerando que apenas O_2, N_2, O e NO estão presentes. É razoável afirmar que nenhum N estará presente na mistura final de equilíbrio?

16–49E Reconsidere o Prob. 16–48E. Use o EES (ou outro programa) para obter a solução de equilíbrio. Compare sua técnica de solução com aquela utilizada no Prob. 16–48E.

16–50 Vapor de água (H_2O) a uma vazão de 0,6 kg/min é aquecido de 298 K até 2.400 K durante um processo em regime permanente a 1 atm. Determine a taxa de fornecimento de calor necessária durante esse processo, considerando que (*a*) parte do H_2O se dissocia em H_2, O_2 e OH e (*b*) nenhuma dissociação ocorre.

Respostas: (*a*) 3.446 kJ/min; (*b*) 3.120 kJ/min

16–51 Reconsidere o Prob. 16–50. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da temperatura final sobre a taxa de calor fornecida nesses dois casos. Considere uma variação de 2.500 K a 3.500 K na temperatura final. Para cada um dos casos, faça um gráfico da taxa de calor fornecida como função da temperatura final.

16–52 Álcool etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25 °C é queimado em regime permanente em uma câmara de combustão adiabática com 40% de excesso de ar, que também entra na câmara a 25 °C. Determine a temperatura adiabática de chama dos produtos a 1 atm, considerando que as reações de equilíbrio significativas são $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$ e $\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons NO$. Faça um gráfico da temperatura adiabática de chama e kmols de CO_2, CO e NO em equilíbrio em função de valores de percentual de excesso de ar entre 10 e 100%.

Variações de K_P com a temperatura

16–53C Qual é a importância da equação de van't Hoff?

16–54C Um combustível queimará mais completamente a 2.000 K ou 2.500 K?

16–55 Estime a entalpia da reação $\overline{h}_R$ do processo de dissociação $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 3.100 K, usando (*a*) os dados da entalpia e (*b*) os dados do K_P.

Respostas: (*a*) 513.614 kJ/kmol; (*b*) 512.808 kJ/kmol

16–56 Estime a entalpia da reação $\overline{h}_R$ para o processo de combustão do monóxido de carbono a 2.200 K, usando (*a*) dados da entalpia e (*b*) dados do K_P.

16–57E Estime a entalpia da reação $\overline{h}_R$ para o processo de combustão do monóxido de carbono a 3.960 R, usando (*a*) os dados de entalpia (*b*) os dados de K_P.

Respostas: (*a*) –119.030 Btu/lbmol; (*b*) –119.041 Btu/lbmol

16–58 Usando os dados da entalpia da reação $\overline{h}_R$ e o valor de K_P a 3.000 K, estime o valor de K_P do processo de combustão $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 3.200 K. *Resposta:* 11,6

16–59 Estime a entalpia da reação $\overline{h}_R$ para o processo de dissociação $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a 2.200 K, usando (*a*) os dados da entalpia e (*b*) os dados do K_P.

16–60 Estime a entalpia da reação para a reação de equilíbrio $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ a 2.000 K, usando (*a*) os dados da entalpia e (*b*) os dados do K_P.

Equilíbrio de fases

16–61C Considere um tanque que contém uma mistura líquido-vapor de água saturados em equilíbrio. Parte do vapor pode escapar do tanque a uma temperatura e a uma pressão constantes. Isso perturbará o equilíbrio de fases e fará com que parte do líquido evapore?

16–62C Considere uma mistura de duas fases de amônia e água em equilíbrio. Essa mistura pode existir em duas fases à mesma temperatura, mas a uma pressão diferente?

16–63C Usando os dados de solubilidade de um sólido em um líquido especificado, explique como você determinaria a fração molar do sólido no líquido na interface a uma temperatura especificada.

16–64C Usando os dados de solubilidade de um gás em um sólido, explique como você determinaria a concentração molar do gás no sólido na interface sólido-gás a uma temperatura especificada.

16–65C Usando os dados da constante de Henry para um gás dissolvido em um líquido, explique como você determinaria a fração molar do gás dissolvido no líquido na interface a uma temperatura especificada.

16–66E Ar a 70 °F e 100 psia é soprado através de um meio poroso saturado com água líquida a 70 °F. Determine a pressão parcial máxima da água evaporada no ar quando ela emerge do meio poroso.

16–67 Considere uma mistura de oxigênio e nitrogênio na fase gasosa. Quantas propriedades independentes são necessárias para definir o estado do sistema? *Resposta:* Três

16–68 Mostre que uma mistura de líquido e vapor saturados de refrigerante-134a a −20 °C atende ao critério do equilíbrio de fases.

16–69 Mostre que uma mistura de água líquida saturada e vapor de água saturado a 300 kPa atende aos critérios do equilíbrio de fases.

16–70 Uma mistura líquido-vapor de refrigerante-134a está a 280 kPa com um título de 70%. Determine o valor da função de Gibbs, em kJ/kg, considerando que as duas fases estão em equilíbrio.

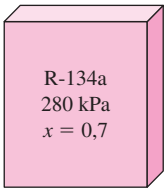


FIGURA P16–70

16–71E Calcule o valor da função de Gibbs para o vapor saturado a 300 °F em líquido saturado, vapor saturado e uma mistura de líquido e vapor com um título de 60%. Demonstre que o equilíbrio de fases existe nessas condições.

16–72 Uma mistura de amônia-água está a 10 °C. Determine a pressão do vapor da amônia, considerando que a fração molar da amônia no líquido corresponde a (*a*) 20% e (*b*) 80%. A pressão de saturação da amônia a 10 °C é de 615,3 kPa.

16–73 Usando o diagrama de equilíbrio líquido-vapor de uma mistura de oxigênio e nitrogênio, determine a composição de cada fase a 80 K e 100 kPa.

16–74 Usando o diagrama de equilíbrio líquido-vapor de uma mistura de oxigênio e nitrogênio a 100 kPa, determine a temperatura na qual a fase de vapor será composta por 79% de N_2 e 21% de O_2. *Resposta:* 82 K

16–75 A qual temperatura a fase líquida de uma mistura oxigênio-nitrogênio a 100 kPa terá uma fração mássica do nitrogênio de 60%?

16–76 Uma mistura oxigênio-nitrogênio consiste em 30 kg de oxigênio e 40 kg de nitrogênio. Essa mistura é resfriada até 84 K a uma pressão de 0,1 MPa. Determine a massa do oxigênio na fase líquida e gasosa. *Respostas:* 8,28 kg, 21,7 kg

16–77 Qual é a massa total da fase líquida do Prob. 16–76? *Resposta:* 11,4 kg

16–78 Uma parede feita de borracha natural separa os gases O_2 e N_2 a 25 °C e 300 kPa. Determine as concentrações molares do O_2 e do N_2 na parede.

16–79 Uma mistura de duas fases de amônia e água está em equilíbrio a 50 °C. Considerando que a composição da fase vapor é de 99% de NH_3 e 1% de H_2O em mols, determine a composição da fase líquida dessa mistura. A pressão de saturação do NH_3 a 50 °C é de 2.033,5 kPa.

16–80 Um kmol de amônia é misturado com 2 kmols de água em um recipiente fechado e mantido a 100 kPa e 25 °C. Determine a fração molar da amônia na fase líquida e na fase de vapor. A pressão de saturação da amônia a 25 °C é de 1.003,5 kPa.

16–81 Uma unidade de refrigeração por absorção amônia-água opera seu absorvedor a 0 °C e seu gerador a 46 °C. A mistura de vapor no gerador e no absorvedor tem uma fração molar de amônia de 96%. Considerando um comportamento ideal, determine a pressão de funcionamento (*a*) no gerador e (*b*) no absorvedor. Determine também a fração molar da amônia (*c*) na mistura forte líquida que está sendo bombeada do absorvedor e (*d*) na solução fraca líquida que está sendo drenada do gerador. A pressão de saturação da amônia a 0 °C é de 430,6 kPa, e a 46 °C, é de 1.830,2 kPa.
Respostas: (*a*) 223 kPa; (*b*) 14,8 kPa; (*c*) 0,033; (*d*) 0,117

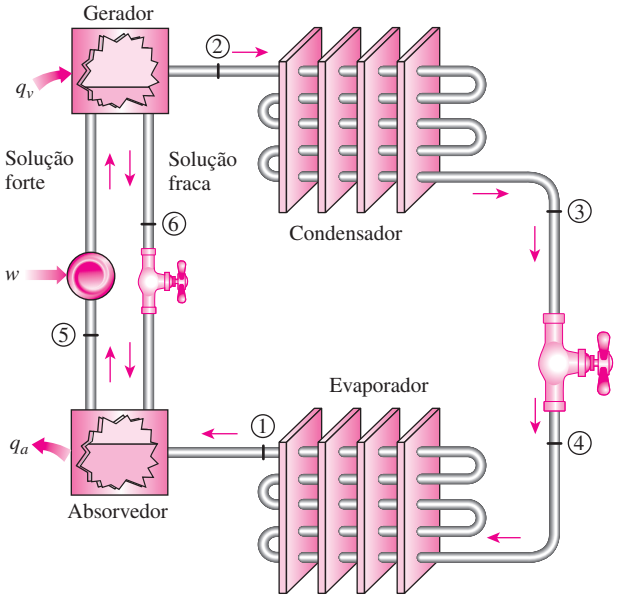


FIGURA P16–81

16–82 Retrabalhe o Prob. 16–81, considerando que a temperatura no absorvedor é aumentada para 6 °C e a temperatura no gerador é reduzida para 40 °C. A pressão de saturação da amônia a 6 °C é de 534,8 kPa, e a 40 °C é de 1.556,7 kPa.

16–83 Os produtos de espuma, tais como creme de barbear, são feitos por meio de misturas líquidas cujos ingredientes são principalmente água e um refrigerante, tal como o refrigerante-134a. Considere uma mistura líquida de água e refrigerante-134a com uma fração mássica de água de 90% que está a 20 °C. Qual é a fração molar de água e de vapor refrigerante-134a no gás necessária para encher as bolhas que formam a espuma?
Respostas: 0,173 (H_2O); 0,827 (R-134a)

16–84 Considere um copo d'água em uma sala a 27 °C e 92 kPa. Considerando que a umidade relativa da sala é de 100% e a água e o ar estão em equilíbrio térmico e de fases, determine (*a*) a fração molar do vapor de água no ar e (*b*) a fração molar do ar na água.

16–85 Considere uma bebida carbonada em uma garrafa a 27 °C e 130 kPa. Considerando que o espaço de gás acima do líquido consiste em uma mistura saturada de CO_2 e vapor de água, e considerando também que a bebida pode ser tratada como água, determine (*a*) a fração em questão molar do vapor de água no gás CO_2 e (*b*) a massa de CO_2 dissolvido em 300 ml dessa bebida.

Problemas de revisão

16–86 Usando os dados da função de Gibbs, determine a constante de equilíbrio K_P para o processo de dissociação $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 2.000 K. Compare seu resultado com o valor de K_P listado na Tab. A–28. *Resposta:* $4{,}4 \times 10^{-7}$

16–87 Uma mistura de 1 mol de H_2 e 1 mol de Ar é aquecida a uma pressão constante de 1 atm até que 10% de H_2 se dissociem em hidrogênio monatômico (H). Determine a temperatura final da mistura.

16–88 Determine a constante de equilíbrio da reação $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$, a qual ocorre a 690 kPa e 3.000 K. Os logaritmos naturais da constante de equilíbrio das reações $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ e $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3.000 K são 9,685 e 15,869, respectivamente.

16–89 Uma mistura de 1 mol de H_2O, 2 mols de O_2 e 5 mols de N_2 é aquecida a 2.200 K a uma pressão de 5 atm. Considerando que a mistura no equilíbrio consiste em H_2O, O_2, N_2 e H_2, determine a composição de equilíbrio desse estado. É razoável considerar que nenhum OH estará presente na mistura de equilíbrio?

16–90 Gás metano (CH_4) a 25 °C é queimado com a quantidade estequiométrica de ar a 25 °C durante um processo de combustão em regime permanente a 1 atm. Considerando que os gases do produto consistem em CO_2, H_2O, CO, N_2 e O_2, determine (*a*) a composição de equilíbrio dos gases de produto e (*b*) a temperatura de saída.

16–91 Reconsidere o Prob. 16–90. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito do excesso de ar sobre a composição de equilíbrio e a temperatura de saída, considerando uma variação de 0 a 200% no percentual de excesso de ar. Faça um gráfico da temperatura de saída como função do percentual de excesso de ar e discuta os resultados.

16–92 Considere a reação $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ que ocorre a 700 kPa e 3.000 K. Determine a pressão parcial de equilíbrio do dióxido de carbono. Os logaritmos naturais da constante de equilíbrio das reações $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ e $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3.000 K são 9,685 e 15,869, respectivamente. *Resposta:* 230 kPa

16–93 Dez kmols de gás metano a 1 atm e 298 K são aquecidos até 1 atm e 1.000 K. Calcule a quantidade total de transferência de calor necessária quando (*a*) a dissociação é desprezada e quando (*b*) a dissociação é considerada. O logaritmo natural da constante de equilíbrio da reação $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$ a 1.000 K é 2,328. Para a solução do item (*a*), use coeficientes empíricos da Tab. A–2*c*. Para a solução do item (*b*), use calores específicos constantes e considere os calores específicos do metano, hidrogênio e carbono a 1.000 K a um volume constante correspondentes a 63,3 kJ/kmol·K, 21,7 kJ/kmol·K e 0,711 kJ/kmol·K, respectivamente. O calor específico a um volume constante do metano a 298 K é 27,8 kJ/kmol·K.

16–94 Carbono sólido a 25 °C é queimado com uma quantidade estequiométrica de ar, a qual está a uma pressão de 1 atm e 25 °C. Determine o número de mols de CO_2 formados por kmol de carbono quando apenas CO_2, CO, O_2 e N_2 estão presentes nos produtos, que estão a 1 atm e 967 °C.

16–95 Determine a quantidade de calor liberado por quilograma de carbono pela combustão do Prob. 16–94.
Resposta: 19.670 kJ/kg de carbono

16–96 Gás metano é queimado com 30% de excesso de ar. Esse combustível entra em um combustor em regime permanente a 101 kPa e 25 °C e é misturado com o ar. Os produtos de combustão saem desse reator a 101 kPa e 1.600 K. Determine a composição de equilíbrio dos produtos de combustão e a quantidade de calor liberado por essa combustão, em kJ/kmol de metano.

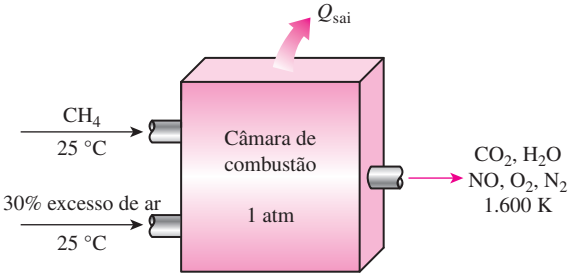


FIGURA P16–96

16–97E Octano gasoso é queimado com 40% de excesso de ar em um motor de automóvel. Durante a combustão, a pressão é 600 psia e a temperatura atinge 3.600 R. Determine a composição de equilíbrio dos produtos de combustão.

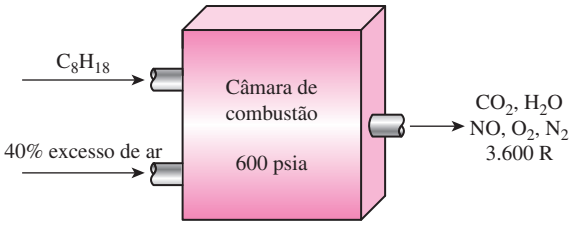


FIGURA P16–97E

16–98 Gás propano é queimado com 20% de excesso de ar. A mistura ar-combustível entra em um combustor em regime permanente a 1 atm e 25 °C. Os produtos da combustão deixam o reator a 1 atm e 2.000 K. (*a*) Qual é a composição de equilíbrio (em fração mássica) dos produtos, considerando que estes contêm um pouco de NO? (*b*) Quanto calor é liberado (em kJ/kg de propano) por esse processo de combustão?

16–99 Gás propano é queimado de forma constante a 1 atm de pressão com um excesso de oxigênio de 10%, fornecido pelo ar atmosférico. Os reagentes entram em um combustor em regime permanente a 25 °C. Determine a temperatura final dos produtos, considerando que a combustão é feita sem qualquer transferência de calor, e a composição de equilíbrio.

Respostas: 3 (CO_2); 4 (H_2O); 0,470 (O_2); 0,0611 (NO); 20,7 (N_2); 2.034 °C

16–100 Uma mistura de 2 mols de H_2O e 3 mols de O_2 é aquecida a 3.600 K a uma pressão de 8 atm. Determine a composição de equilíbrio da mistura, considerando somente a presença do H_2O, OH, O_2 e H_2.

16–101 Uma mistura de 3 mols de CO_2 e 3 mols de O_2 é aquecida a 2.600 K a uma pressão de 1,5 atm. Determine a composição de equilíbrio da mistura, considerando que apenas o CO_2, CO, O_2 e O estão presentes.

Respostas: 2,803CO_2; 0,197CO; 3,057O_2; 0,0823O

16–102 Reconsidere o Prob. 16–101. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito da pressão sobre a composição de equilíbrio, considerando uma variação de 1 atm a 10 atm para a pressão. Faça um gráfico da quantidade de CO presente no equilíbrio como função da pressão.

16–103 Estime a entalpia da reação $\overline{h}_R$ para o processo de combustão do hidrogênio a 2.400 K, usando (*a*) os dados da entalpia e (*b*) os dados de K_P.

Respostas: (*a*) –252.377 kJ/kmol; (*b*) –252.047 kJ/kmol

16–104 Reconsidere o Prob. 16–103. Usando o EES (ou outro programa), investigue o efeito da temperatura sobre a entalpia da reação usando ambos os métodos e considerando uma variação de 2.000 K a 3.000 K para a temperatura.

16–105 Usando os dados da entalpia da reação $\overline{h}_R$ e o valor de K_P a 2.800 K, estime o valor de K_P do processo de dissociação $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 3.000 K.

16–106 Um tanque com volume constante contém 1 kmol de monóxido de carbono CO e 3 kmol de oxigênio O_2 (nenhum nitrogênio) a 25 °C e 3 atm. A mistura é então inflamada, e o CO queima completamente até formar dióxido de carbono CO_2. Considerando que a temperatura final do tanque é de 800 K, determine a pressão final no tanque e a quantidade de calor transferida. É razoável considerar que não haverá CO no tanque quando o equilíbrio químico for atingido?

16–107 Uma bebida carbonada é totalmente carregada com gás a 17 °C e 600 kPa; todo o volume da bebida está em equilíbrio termodinâmico com a mistura de vapor de água e CO_2. Agora, considere uma garrafa de soda de 2 L. Determine o volume desse recipiente, considerando que o gás CO_2 daquela garrafa é liberado e armazenado em um recipiente a 20 °C e 100 kPa.

16–108 O álcool etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25 °C é queimado em regime permanente em uma câmara de combustão adiabática com 90% de excesso de ar, que também entra na câmara a 25 °C. Determine a temperatura adiabática de chama dos produtos a 1 atm, considerando que a única reação de equilíbrio significativa é $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$. Faça um gráfico da temperatura adiabática de chama em função do percentual de excesso de ar, considerando uma variação de 10 a 100%.

16–109 Deseja-se controlar a quantidade de CO dos produtos da combustão do octano C_8H_{18} para que a fração de volume do CO dos produtos seja menor que 0,1%. Determine o percentual de ar teórico para a combustão do octano a 5 atm necessário para que as temperaturas dos reagentes e dos produtos sejam 298 K e 2.000 K, respectivamente. Determine a quantidade de calor transferida por kmol de octano para esse processo, considerando que a combustão ocorre em uma câmara de combustão que opera em regime permanente. Faça um gráfico do percentual de ar teórico necessário para 0,1% de CO nos produtos como função das pressões do produto entre 100 kPa e 2.300 kPa.

16–110 Mostre que quando as três fases de uma substância pura estão em equilíbrio, a função de Gibbs específica de cada fase é a mesma.

16–111 Mostre que quando as duas fases de um sistema de dois componentes estão em equilíbrio, a função específica de Gibbs de cada fase de cada componente é a mesma.

16–112 Usando a lei de Henry, mostre que os gases dissolvidos em um líquido podem ser eliminados quando esse líquido é aquecido.

Problemas de múltipla escolha

16–113 Se a constante de equilíbrio da reação $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ é K, a constante de equilíbrio da reação $2H_2O \rightleftharpoons 2H_2 + O_2$ à mesma temperatura é

(*a*) $1/K$ (*b*) $1/(2K)$ (*c*) $2K$
(*d*) K^2 (*e*) $1/K^2$

16–114 Se a constante de equilíbrio da reação $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ é K, a constante de equilíbrio da reação $CO_2 + 3N_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2$ à mesma temperatura é

(*a*) $1/K$ (*b*) $1/(K + 3)$ (*c*) $4K$

(*d*) K (*e*) $1/K^2$

16–115 A constante de equilíbrio da reação $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 1 atm e 1.500 °C é dada como K. Das reações seguintes, todas a 1.500 °C, a reação que tem uma constante de equilíbrio diferente é

(*a*) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 5 atm

(*b*) $2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O$ a 1 atm

(*c*) $H_2 + O_2 \rightleftharpoons H_2O + \frac{1}{2}O_2$ a 2 atm

(*d*) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2$ a 5 atm

(*e*) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2$ a 1 atm

16–116 Das reações seguintes, a reação cuja composição de equilíbrio a uma temperatura especificada não é afetada pela pressão é

(*a*) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

(*b*) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$

(*c*) $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$

(*d*) $N_2 \rightleftharpoons 2N$

(*e*) todas as opções anteriores.

16–117 Das reações dadas a seguir, a reação cujo número de mols dos produtos aumenta pela adição de gases inertes na câmara de reação a uma pressão e a uma temperatura constantes é

(*a*) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$

(*b*) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$

(*c*) $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$

(*d*) $N_2 \rightleftharpoons 2N$

(*e*) todas as opções anteriores.

16–118 Ar úmido é aquecido a uma temperatura muito alta. Se a composição de equilíbrio consiste em H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 e NO, o número de equações da constante de equilíbrio necessário para determinar a composição de equilíbrio da mistura é

(*a*) 1 (*b*) 2 (*c*) 3

(*d*) 4 (*e*) 5

16–119 Propano C_3H_8 é queimado com ar, e os produtos da combustão consistem em CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 e NO. O número das equações da constante de equilíbrio necessário para determinar a composição de equilíbrio da mistura é

(*a*) 1 (*b*) 2 (*c*) 3

(*d*) 4 (*e*) 5

16–120 Considere uma mistura de gás que consiste em três componentes. O número de variáveis independentes que precisam ser especificadas para definir o estado da mistura é

(*a*) 1 (*b*) 2 (*c*) 3

(*d*) 4 (*e*) 5

16–121 O valor da constante de Henry do gás CO_2 dissolvido em água a 290 K é 12,8 MPa. Considere a água exposta ao ar atmosférico a 100 kPa, que contém 3% de CO_2 por volume. Sob condições de equilíbrio de fases, a fração molar do gás CO_2 dissolvido em água a 290 K é

(*a*) $2{,}3 \times 10^{-4}$ (*b*) $3{,}0 \times 10^{-4}$ (*c*) $0{,}80 \times 10^{-4}$

(*d*) $2{,}2 \times 10^{-4}$ (*e*) $5{,}6 \times 10^{-4}$

16–122 A solubilidade do gás nitrogênio na borracha a 25 °C é 0,00156 kmol/m³·bar. Quando o equilíbrio de fases é estabelecido, a densidade do nitrogênio em uma peça de borracha colocada em uma câmara de gás de nitrogênio a 300 kPa é

(*a*) 0,005 kg/m³ (*b*) 0,018 kg/m³ (*c*) 0,047 kg/m³

(*d*) 0,13 kg/m³ (*e*) 0,28 kg/m³

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

16–123 Um engenheiro sugeriu que a dissociação da água a uma alta temperatura seja utilizada para produzir um combustível de hidrogênio. Um reator-separador foi concebido, capaz de acomodar temperaturas tão elevadas como 4.000 K e pressões de até 5 atm. A água entra nesse reator-separador a 25 °C. O separador separa os vários constituintes na mistura em correntes individuais, cuja temperatura e pressão correspondem às do reator-separador. Essas correntes são em seguida resfriadas até 25 °C e armazenadas em tanques à pressão atmosférica, com a exceção de qualquer água remanescente, a qual retorna ao reator para repetir o processo novamente. Gás hidrogênio desses tanques é posteriormente queimado com uma quantidade estequiométrica de ar para fornecer o calor para uma usina de potência elétrica. O parâmetro que caracteriza esse sistema é a razão entre o calor liberado pela queima do hidrogênio e a quantidade de calor usada para gerar o gás hidrogênio. Selecione a pressão de operação e a temperatura para o reator-separador que maximiza essa razão. Essa razão pode ser maior que uma unidade?

16–124 Um meio de produzir oxigênio líquido a partir do ar atmosférico é aproveitar as propriedades da fase de equilíbrio das misturas oxigênio-nitrogênio. Esse sistema está ilustrado na Fig. P16–124. Nesse sistema de reatores em cascata, o ar atmosférico seco é resfriado no primeiro reator até que o líquido seja formado. De acordo com as propriedades de equilíbrio de fase, o líquido estará

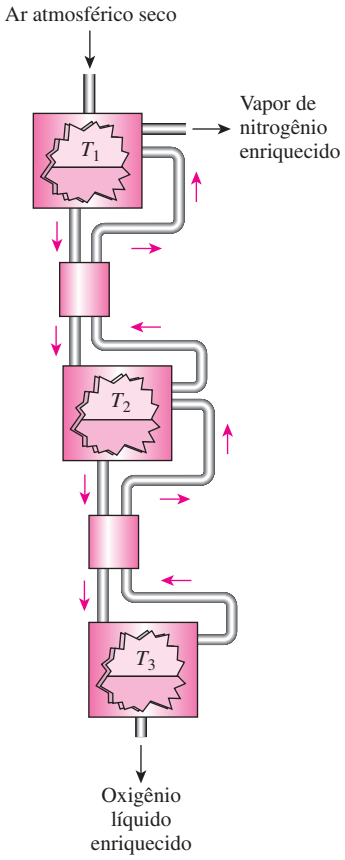


FIGURA P16–124

mais rico em oxigênio do que na fase vapor. O vapor no primeiro reator é rejeitado enquanto o líquido enriquecido em oxigênio sai do primeiro reator e é aquecido em um trocador de calor até que esteja novamente na fase vapor. A mistura de vapor entra no segundo reator, onde é novamente resfriada até que um líquido enriquecido ainda mais em oxigênio seja formado. O vapor do segundo reator é direcionado de volta para o primeiro reator, enquanto o líquido é direcionado para outro trocador de calor e outro reator para repetir o processo mais uma vez. O líquido que se formou no terceiro reator é muito rico em oxigênio. Considerando que todos os três reatores são operados a 1 atm de pressão, selecione as três temperaturas que produzem a maior quantidade de oxigênio com 99% de pureza.

16–125 Para proteger a atmosfera, tem-se sugerido que hidrogênio seja usado como combustível em aeronaves que voam a grandes altitudes. Isso iria evitar a formação de dióxido de carbono e outros produtos de combustão à base de carbono. A combustão ocorre segundo um ciclo Brayton que opera a cerca de 400 kPa a essas altitudes. Considere que novos materiais que permitem a máxima temperatura de 2.600 K estão disponíveis e que a atmosfera a essas altitudes é composta por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em volume. A presença de NO_x nos gases de exaustão é crítica nessas altitudes, e não pode exceder 0,1% em volume. O fornecimento de ar em excesso é utilizado para controlar a temperatura máxima do processo de combustão. Determine a quantidade de ar em excesso que deve ser utilizado, de modo que nem a temperatura máxima e nem a especificação máxima de NO_x permitida seja ultrapassada. Qual é a fração molar de NO_x, considerando que a especificação máxima de temperatura governa? Qual é a temperatura dos gases de combustão nessas condições?

Capítulo

17

Escoamento Compressível

Até aqui nos limitamos a considerar escoamentos para os quais os efeitos das variações da densidade (e, portanto, da compressibilidade) são desprezíveis. Neste capítulo, eliminaremos essa limitação e consideraremos os escoamentos que envolvem variações significativas da densidade. Tais escoamentos são chamados de *escoamentos compressíveis* e frequentemente podem ser encontrados em dispositivos que envolvem o escoamento de gases a velocidades muito altas. O escoamento compressível combina a dinâmica dos fluidos e a termodinâmica, pois as duas são necessárias para o desenvolvimento do fundamento teórico necessário. Neste capítulo, desenvolveremos as relações gerais associadas aos escoamentos unidimensionais compressíveis de um gás ideal com calores específicos constantes.

Iniciamos apresentando os conceitos de *estado de estagnação*, *velocidade do som* e *número de Mach* para os escoamentos compressíveis. As relações entre as propriedades estáticas e de estagnação dos fluidos são desenvolvidas para os escoamentos isentrópicos dos gases ideais e expressas como funções da razão entre os calores específicos e do número de Mach. Os efeitos das variações de área para os escoamentos isentrópicos, unidimensionais subsônicos e supersônicos serão discutidos e ilustrados considerando-se o escoamento isentrópico através de *bocais convergentes* e *convergentes-divergentes.* Os conceitos de *ondas de choque* e da variação das propriedades do escoamento através de choques normais e oblíquos serão também discutidos. Finalmente, consideraremos os efeitos da transferência de calor sobre os escoamentos compressíveis e examinaremos os bocais para vapor.

OBJETIVOS

Ao término deste capítulo, você será capaz de:

- Desenvolver as relações gerais para os escoamentos compressíveis encontrados quando gases escoam a velocidades altas.
- Apresentar os conceitos de *estado de estagnação, velocidade do som* e *número de Mach* para um fluido compressível.
- Desenvolver as relações entre a propriedade estática e a propriedade de estagnação dos fluidos para os escoamentos isentrópicos dos gases ideais.
- Desenvolver as relações entre a propriedade estática e a propriedade de estagnação dos fluidos como funções da razão entre os calores específicos e do número de Mach.
- Estudar os efeitos das variações de área para os escoamentos subsônico e supersônico isentrópicos unidimensionais.
- Resolver problemas de escoamento isentrópico através de bocais convergentes e convergentes-divergentes.
- Discutir a onda de choque e a variação das propriedades de escoamento através da onda de choque.
- Desenvolver a concepção de escoamento em um duto sem atrito com transferência de calor – processo conhecido como *escoamento de Rayleigh.*
- Examinar a operação dos bocais de vapor usados normalmente em turbinas a vapor.

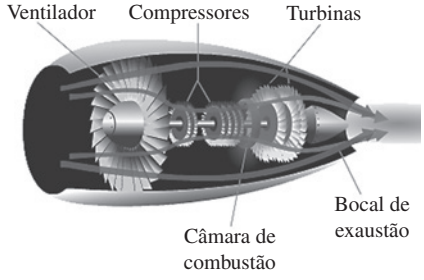


FIGURA 17–1 As aeronaves e os motores a jato envolvem altas velocidades; portanto, o termo de energia cinética sempre deve ser considerado ao analisá-los.

(a) Foto cortesia da NASA, http://lisar.larc.nasa.gov/IMAGES/SMALL/EL-1999-00108.jpeg e (b) Figura cortesia da Pratt and Whitney. Usada com permissão.

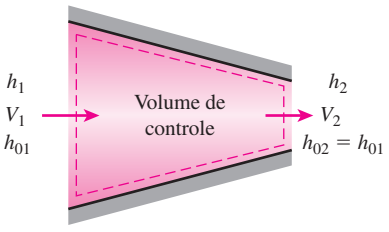


FIGURA 17–2 O escoamento permanente de um fluido através de um duto adiabático.

17–1 PROPRIEDADES DE ESTAGNAÇÃO

Quando analisamos volumes de controle, é muito conveniente combinar a *energia interna* e a *energia de escoamento* de um fluido em um único termo – a *entalpia,* definida por unidade de massa como $h = u + Pv$. Sempre que as energias cinética e potencial do fluido são desprezíveis, como quase sempre acontece, a entalpia representa a *energia total* de um fluido. Para escoamentos a alta velocidade, tal como aqueles encontrados em motores a jato (Fig. 17–1), a energia potencial do fluido ainda é desprezível, mas não a energia cinética. Em tais casos, é conveniente combinar a entalpia e a energia cinética do fluido em um único termo chamado **entalpia de estagnação** (ou **total**) h_0, definida por unidade de massa como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{17–1}$$

Quando a energia potencial do fluido é desprezível, a entalpia de estagnação representa a *energia total de uma corrente de fluido passante* por unidade de massa. Assim, isso simplifica a análise termodinâmica dos escoamentos de alta velocidade.

Em todo este capítulo, a entalpia comum h será denominada **entalpia estática** sempre que necessário, para distingui-la da entalpia de estagnação. Observe que a entalpia de estagnação é uma propriedade combinada de um fluido, assim como a entalpia estática. Essas duas entalpias tornam-se idênticas quando a energia cinética do fluido é desprezível.

Considere o escoamento permanente de um fluido através de um duto, como um bocal, um difusor ou alguma outra passagem na qual o escoamento ocorre sem troca de calor e sem trabalho de eixo ou elétrico, como mostra a Fig. 17–2. Admitindo que o fluido passa por pouca ou nenhuma variação em sua elevação e em sua energia potencial, o balanço de energia ($\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$) para esse escoamento permanente e de fluxo único se reduz a

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17–2}$$

ou

$$h_{01} = h_{02} \tag{17–3}$$

Ou seja, na falta de qualquer interação de calor e trabalho e de variações na energia potencial, a entalpia de estagnação de um fluido permanece constante durante um processo de escoamento permanente. Os escoamentos através de bocais e difusores em geral atendem a essas condições, e todo aumento da velocidade do fluido nesses dispositivos cria uma diminuição equivalente da entalpia estática do fluido.

Se o fluido fosse parado completamente, a velocidade no estado 2 seria zero, e a Eq. 17–2 se tornaria

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

Assim, a *entalpia de estagnação* representa a *entalpia de um fluido quando ele é colocado em repouso de forma adiabática.*

Durante um processo de estagnação, a energia cinética de um fluido é convertida em entalpia (energia interna + energia de escoamento), o que resulta em um aumento da temperatura e da pressão do fluido (Fig. 17–3). As propriedades de um fluido no estado de estagnação são chamadas de **propriedades de estagnação** (temperatura de estagnação, pressão de estagnação, densidade de estagnação, etc.).

O estado de estagnação e as propriedades de estagnação são indicados pelo subscrito 0.

O estado de estagnação é chamado de **estado de estagnação isentrópico** quando o processo de estagnação é reversível e também adiabático (ou seja, isentrópico). A entropia de um fluido permanece constante durante o processo de estagnação isentrópico. Os processos de estagnação real (irreversível) e isentrópico são mostrados no diagrama *h-s* da Fig. 17–4. Observe que a entalpia de estagnação do fluido (e a temperatura de estagnação, caso o fluido seja um gás ideal) é igual nos dois casos. Entretanto, a pressão de estagnação real é mais baixa do que a pressão de estagnação isentrópica, uma vez que a entropia aumenta durante o processo de estagnação real como resultado do atrito de fluidos. Os processos de estagnação quase sempre são aproximados como isentrópicos, e as propriedades de estagnação isentrópica são chamadas apenas de propriedades de estagnação.

Quando o fluido é aproximado como um *gás ideal* com calores específicos constantes, sua entalpia pode ser substituída por c_pT e a Eq. 17–1 pode ser expressa como

$$c_pT_0 = c_pT + \frac{V^2}{2}$$

ou

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p} \qquad \textbf{(17–4)}$$

Aqui, T_0 é chamada de **temperatura de estagnação** (ou **total**), e representa *a temperatura que um gás ideal atinge quando é colocado em repouso de forma adiabática.* O termo $V^2/2c_p$ corresponde à elevação de temperatura durante tal processo e é chamado de **temperatura dinâmica**. Por exemplo, a temperatura dinâmica do ar que escoa a 100 m/s é $(100\ \text{m/s})^2/(2 \times 1{,}005\ \text{kJ/kg·K}) = 5{,}0$ K. Assim, quando o ar a 300 K e 100 m/s é colocado em repouso de forma adiabática (na ponta de uma sonda de temperatura, por exemplo), sua temperatura se eleva até o valor de estagnação de 305 K (Fig. 17–5). Observe que os escoamentos de baixa velocidade e as temperaturas de estagnação e estática (ou comum) praticamente são iguais. Mas para escoamentos de alta velocidade, a temperatura medida por uma sonda estacionária colocada no fluido (a temperatura de estagnação) pode ser significativamente mais alta do que a temperatura estática do fluido.

A pressão que um fluido atinge quando é colocado em repouso de forma isentrópica é chamada de **pressão de estagnação** P_0. Para os gases ideais com calores específicos constantes, P_0 está relacionada à pressão estática do fluido por

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \qquad \textbf{(17–5)}$$

Observando que $\rho = 1/v$ e usando a relação isentrópica $Pv^k = P_0v_0^k$, a razão entre a densidade de estagnação e a densidade estática pode ser expressa como

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \qquad \textbf{(17–6)}$$

Quando as entalpias de estagnação são usadas, não há necessidade de se referir explicitamente à energia cinética. Em seguida, o balanço de energia $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$ de um dispositivo de escoamento permanente e fluxo único pode ser expresso como

$$q_{\text{ent}} + w_{\text{ent}} + (h_{01} + gz_1) = q_{\text{sai}} + w_{\text{sai}} + (h_{02} + gz_2) \qquad \textbf{(17–7)}$$

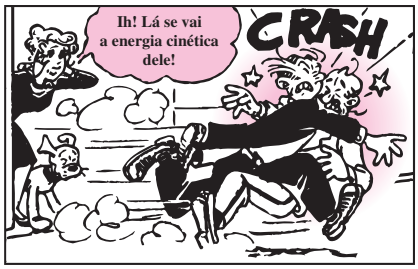


FIGURA 17–3 A energia cinética é convertida em entalpia durante um processo de estagnação.
BLONDIE © KING FEATURES SYNDICATE.

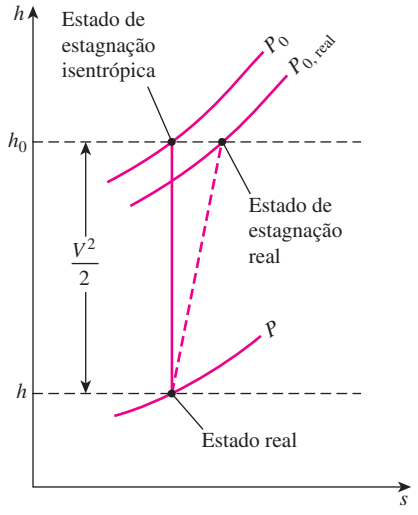


FIGURA 17–4 O estado real, o estado de estagnação real e o estado de estagnação isentrópico de um fluido em um diagrama *h-s*.

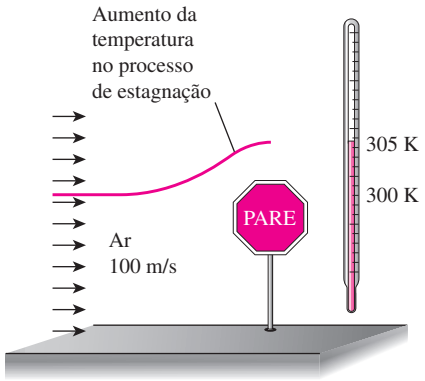


FIGURA 17–5 A temperatura de um gás ideal que escoa a uma velocidade V se eleva em $V^2/2c_p$ quando é totalmente imobilizado.

onde h_{01} e h_{02} são as entalpias de estagnação nos estados 1 e 2 respectivamente. Quando o fluido é um gás ideal com calores específicos constantes, a Eq. 17–7 torna-se

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = c_p(T_{02} - T_{01}) + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(17–8)}$$

onde T_{01} e T_{02} são as temperaturas de estagnação.

Observe que os termos da energia cinética não aparecem explicitamente nas Eqs. 17–7 e 17–8, mas os termos da entalpia de estagnação levam em conta suas contribuições.

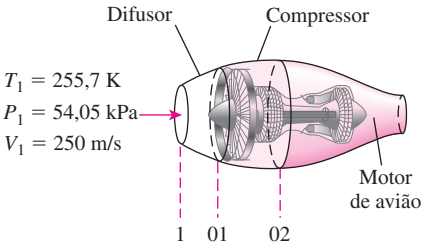


FIGURA 17–6 Esquema para o Exemplo 17–1.

EXEMPLO 17–1 Compressão do ar a alta velocidade em um avião

Um avião voa à velocidade de cruzeiro de 250 m/s, em uma altitude de 5.000 m, na qual a pressão atmosférica é de 54,05 kPa e a temperatura do ar ambiente é 255,7 K. O ar ambiente é desacelerado em um difusor antes de entrar no compressor (Fig. 17–6). Admitindo que o difusor e o compressor sejam isentrópicos, determine (*a*) a pressão de estagnação na entrada do compressor e (*b*) o trabalho exigido pelo compressor por unidade de massa se a razão da pressão de estagnação do compressor for 8.

SOLUÇÃO O ar entra no difusor e no compressor de um avião, a uma alta velocidade. A pressão de estagnação do ar e o trabalho exigido pelo compressor devem ser determinados.

Hipóteses **1** Tanto o difusor quanto o compressor são isentrópicos. **2** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente.

Propriedades O calor específico a uma pressão constante (c_p) e a razão entre os calores específicos k do ar à temperatura ambiente são (Tab. A–2*a*)

$$c_p = 1{,}005 \text{ kJ/kg·K} \quad \text{e} \quad k = 1{,}4$$

Análise (*a*) Em condições isentrópicas, a pressão de estagnação na entrada do compressor (saída do difusor) pode ser determinada pela Eq. 17–5. Entretanto, primeiramente precisamos encontrar a temperatura de estagnação T_{01} na entrada do compressor. A partir das hipóteses declaradas, T_{01} pode ser determinada pela Eq. 17–4 como

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 255{,}7 \text{ K} + \frac{(250 \text{ m/s})^2}{(2)(1{,}005 \text{ kJ/kg·K})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1.000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 286{,}8 \text{ K}$$

Assim, da Eq. 17–5,

$$P_{01} = P_1\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (54{,}05 \text{ kPa})\left(\frac{286{,}8 \text{ K}}{255{,}7 \text{ K}}\right)^{1{,}4/(1{,}4-1)}$$
$$= \mathbf{80{,}77 \text{ kPa}}$$

Ou seja, a temperatura do ar aumentaria em 31,1°C e a pressão em 26,72 kPa, à medida que o ar fosse desacelerado de 250 m/s até a velocidade zero. Esses aumentos da temperatura e pressão do ar se devem à conversão da energia cinética em entalpia.

(*b*) Para determinar o trabalho do compressor, precisamos conhecer a temperatura de estagnação do ar na saída do compressor T_{02}. A razão entre as pressões de estagnação no compressor, P_{02}/P_{01}, é 8. Como o processo de compressão é isentrópico, T_{02} pode ser determinada da relação isentrópica do gás ideal (Eq. 17–5):

$$T_{02} = T_{01}\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} = (286{,}8 \text{ K})(8)^{(1{,}4-1)/1{,}4} = 519{,}5 \text{ K}$$

Desprezando as variações da energia potencial e a transferência de calor, o trabalho do compressor por unidade de massa de ar é determinado pela Eq. 17–8:

$$\begin{aligned} w_{\text{ent}} &= c_p(T_{02} - T_{01}) \\ &= (1{,}005\ \text{kJ/kg·K})(519{,}5\ \text{K} - 286{,}8\ \text{K}) \\ &= \mathbf{233{,}9\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Assim, o trabalho fornecido ao compressor é 233,9 kJ/kg.

Discussão Observe que o uso das propriedades de estagnação leva em conta automaticamente todas as variações da energia cinética de uma corrente de fluido.

17–2 VELOCIDADE DO SOM E NÚMERO DE MACH

Um parâmetro importante do estudo do escoamento compressível é a **velocidade do som** (ou **velocidade sônica**), que é a velocidade com a qual uma onda de pressão infinitesimalmente pequena viaja através de um meio. A onda de pressão pode ser causada por um pequeno distúrbio, que cria uma ligeira elevação da pressão local.

Para obter uma relação para a velocidade do som em um meio, considere um tubo cheio de um fluido em repouso, como mostra a Fig. 17–7. Movimenta-se um pistão ajustado ao tubo para a direita, com velocidade incremental constante dV, criando uma onda sônica. A parte da frente da onda move-se para a direita através do fluido à velocidade do som c, e separa o fluido em movimento adjacente ao pistão do fluido imóvel em repouso. O fluido à esquerda da frente da onda passa por uma variação incremental em suas propriedades termodinâmicas, enquanto o fluido à direita da frente da onda mantém suas propriedades termodinâmicas originais, como mostra a Fig. 17–7.

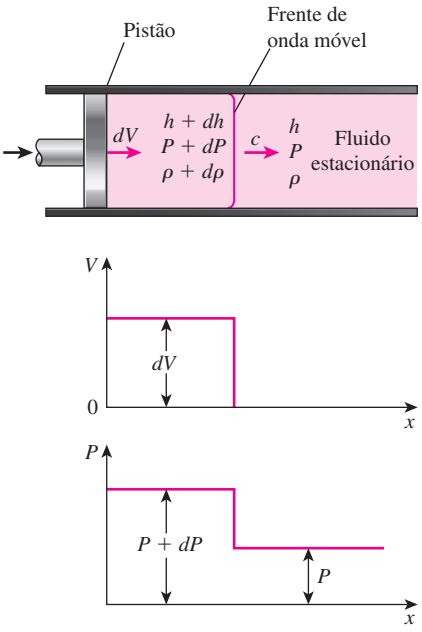


FIGURA 17–7 Propagação de uma onda de pressão infinitesimal ao longo de um duto.

Para simplificar a análise, considere um volume de controle que inclui a frente da onda e se movimenta com ela, como mostra a Fig. 17–8. Para um observador que viaja com a frente da onda, o fluido à direita parece estar se movendo na direção da frente da onda com uma velocidade c, e o fluido à esquerda parece se afastar da frente da onda com velocidade $c - dV$. Obviamente, o observador pensaria que o volume de controle que inclui a frente da onda (e o próprio observador) estivesse fixo, e que estaria testemunhando um processo de escoamento em regime permanente. O balanço de massa desse processo de escoamento permanente e de fluxo único pode ser expresso como

$$\dot{m}_{\text{direita}} = \dot{m}_{\text{esquerda}}$$

ou

$$\rho A c = (\rho + d\rho)A(c - dV)$$

Cancelando a área A de seção transversal e desprezando os termos de ordem superior, essa equação pode ser reduzida a

$$c\,d\rho - \rho\,dV = 0 \qquad \textbf{(a)}$$

Nenhum calor ou trabalho atravessa as fronteiras do volume de controle durante esse processo de escoamento permanente, e a variação da energia potencial pode ser desprezível. O balanço de energia do escoamento permanente $e_e = e_s$ torna-se

$$h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

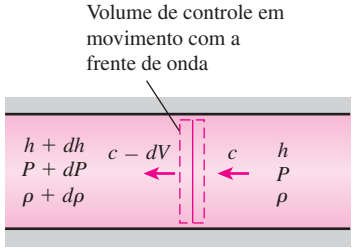


FIGURA 17–8 Volume de controle movimentando-se com onda de pressão infinitesimal ao longo de um duto.

que resulta em

$$dh - c\,dV = 0 \qquad \textbf{(b)}$$

onde desprezamos o termo de segunda ordem dV^2. A amplitude da onda sônica comum é muito pequena e não causa nenhuma variação apreciável na pressão e temperatura do fluido. Assim, a propagação de uma onda sônica não é apenas adiabática, mas também quase isentrópica. Em seguida, a segunda relação $T\,ds$ desenvolvida no Cap. 7 se reduz a

$$T\,ds \overset{\nearrow 0}{=} dh - \frac{dP}{\rho}$$

ou

$$dh = \frac{dP}{\rho} \qquad \textbf{(c)}$$

Combinando as Eqs. *a*, *b* e *c*, temos que a expressão desejada para a velocidade do som é

$$c^2 = \frac{dP}{d\rho} \qquad \text{a } s = \text{constante}$$

ou

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \qquad \textbf{(17–9)}$$

Como exercício, o leitor pode mostrar, usando as relações de propriedades termodinâmicas (consulte o Cap. 12), que a Eq. 17–9 também pode ser escrita como

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T \qquad \textbf{(17–10)}$$

onde k é a razão entre os calores específicos do fluido. Observe que a velocidade do som de um fluido é uma função das propriedades termodinâmicas daquele fluido.

Quando o fluido é um gás ideal ($P = \rho RT$), a diferenciação da Eq. 17–10 pode ser feita facilmente para resultar em

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T = k\left[\frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho}\right]_T = kRT$$

ou

$$c = \sqrt{kRT} \qquad \textbf{(17–11)}$$

Observando que a constante do gás R tem um valor fixo para um gás ideal especificado e que a razão entre os calores específicos k de um gás ideal é, no máximo, uma função da temperatura, vemos que a velocidade do som de um gás ideal especificado é uma função apenas da temperatura (Fig. 17–9).

Um segundo parâmetro importante da análise do escoamento de fluido compressível é o **número de Mach** (Ma), assim denominado em homenagem ao físico austríaco Ernst Mach (1838–1916). Esse número é a razão entre a velocidade real do fluido (ou de um objeto no ar imóvel) e a velocidade do som no mesmo fluido no mesmo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} \qquad \textbf{(17–12)}$$

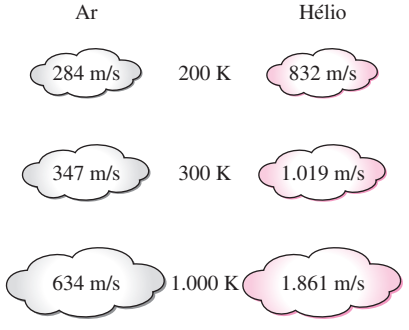


FIGURA 17–9 A velocidade do som varia com a temperatura e com o fluido.

Observe que o número de Mach depende da velocidade do som, que depende do estado do fluido. Assim, o número de Mach de um avião a uma velocidade de cruzeiro constante no ar imóvel pode ser diferente em locais diferentes (Fig. 17–10).

Os regimes quase sempre são descritos em relação ao número de Mach do escoamento. O escoamento é chamado de **sônico** quando Ma = 1, **subsônico** quando Ma < 1, **supersônico** quando Ma > 1, **hipersônico** quando Ma ≫ 1, e **transônico** quando Ma ≅ 1.

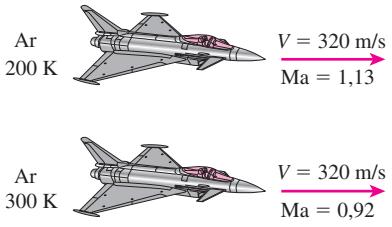


FIGURA 17–10 O número de Mach pode ser diferente para temperaturas diferentes, mesmo que a velocidade seja igual.

EXEMPLO 17–2 Número de Mach do ar que entra em um difusor

O ar entra no difusor mostrado na Fig. 17–11 a 200 m/s. Determine (*a*) a velocidade do som e (*b*) o número de Mach na entrada do difusor quando a temperatura do ar é 30 °C.

SOLUÇÃO O ar entra em um difusor com uma velocidade alta. A velocidade do som e o número de Mach devem ser determinados na entrada do difusor.

Hipótese O ar nas condições especificadas comporta-se como um gás ideal.

Propriedades A constante de gás do ar é $R = 0{,}287$ kJ/kg · K, e sua razão entre os calores específicos a 30 °C é 1,4 (Tab. A–2*a*).

Análise Observamos que a velocidade do som de um gás varia com a temperatura, que é dada como 30 °C.

(*a*) A velocidade do som no ar a 30 °C é determinada com a Eq. 17–11 como

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(303\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = \mathbf{349\ m/s}$$

(*b*) Assim, o número de Mach torna-se

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{200\ \text{m/s}}{349\ \text{m/s}} = \mathbf{0{,}573}$$

Discussão O escoamento na entrada do difusor é subsônica, uma vez que Ma < 1.

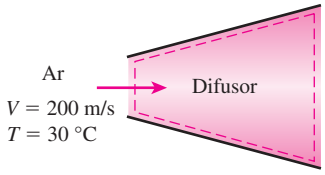


FIGURA 17–11 Esquema para o Exemplo 17–2.

17–3 ESCOAMENTO ISENTRÓPICO UNIDIMENSIONAL

Durante o escoamento do fluido através de muitos dispositivos, como bocais, difusores e passagens de pás de turbina, as propriedades do escoamento variam significativamente apenas na direção do escoamento, e podemos considerá-lo um escoamento isentrópico unidimensional com bom nível de exatidão. Assim, ele merece consideração especial. Antes de apresentar uma discussão formal sobre o escoamento isentrópico unidimensional, ilustraremos alguns de seus aspectos importantes com um exemplo.

EXEMPLO 17–3 Escoamento de gás através de um duto convergente-divergente

O dióxido de carbono escoa em regime permanente através de um duto de área de seção transversal variada, como o bocal mostrado na Fig. 17–12 a uma vazão mássica de 3 kg/s. O dióxido de carbono entra no duto a uma pressão de 1.400 kPa e a 200 °C com velocidade baixa, e se expande no bocal até uma pressão de 200 kPa.

(*continua*)

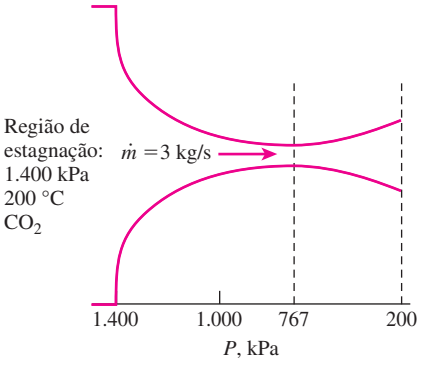


FIGURA 17–12 Esquema para o Exemplo 17–3.

(*continuação*)

O duto foi projetado para que o escoamento possa ser considerado isentrópico. Determine a densidade, a velocidade, a área de escoamento e o número de Mach em cada local ao longo do duto, que corresponde a uma queda de pressão de 200 kPa.

SOLUÇÃO O dióxido de carbono entra em um duto de área de seção transversal variada em condições especificadas. As propriedades do escoamento ao longo do duto devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O dióxido de carbono é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente. **2** O escoamento através do duto é permanente, unidimensional e isentrópico.

Propriedades Para simplificar, usamos $c_p = 0{,}846$ kJ/kg·K e $k = 1{,}289$ em todos os cálculos, que são, respectivamente, os valores do calor específico a uma pressão constante e a razão entre os calores específicos para o dióxido de carbono à temperatura ambiente. A constante do gás do dióxido de carbono é $R = 0{,}1889$ kJ/kg ·K (Tab. A–2*a*).

Análise Observamos que a temperatura de entrada é quase igual à temperatura de estagnação, uma vez que a velocidade de entrada é pequena. O escoamento é isentrópico; portanto, as temperaturas de estagnação e pressão em todo o duto permanecem constantes. Assim

$$T_0 \cong T_1 = 200\ ^\circ\text{C} = 473\ \text{K}$$

e

$$P_0 \cong P_1 = 1.400\ \text{kPa}$$

Para ilustrar o procedimento da solução, calculamos as propriedades desejadas no local onde a pressão é 1.200 kPa, o primeiro local que corresponde a uma queda de pressão de 200 kPa.

Na Eq. 17–5,

$$T = T_0\left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k} = (473\ \text{K})\left(\frac{1.200\ \text{kPa}}{1.400\ \text{kPa}}\right)^{(1{,}289-1)/1{,}289} = 457\ \text{K}$$

Na Eq. 17–4,

$$V = \sqrt{2c_p(T_0 - T)}$$

$$= \sqrt{2(0{,}846\ \text{kJ/kg·K})(473\ \text{K} - 457\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^3}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= \mathbf{164{,}5\ m/s}$$

Da relação de gás ideal

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1.200\ \text{kPa}}{(0{,}1889\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(457\ \text{K})} = \mathbf{13{,}9\ kg/m^3}$$

Da relação para vazão mássica,

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} = \frac{3\ \text{kg/s}}{(13{,}9\ \text{kg/m}^3)(164{,}5\ \text{m/s})} = 13{,}1 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 = \mathbf{13{,}1\ cm^2}$$

Das Eqs. 17–11 e 17–12,

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1{,}289)(0{,}1889\ \text{kJ/kg·K})(457\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = 333{,}6\ \text{m/s}$$

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{164{,}5\ \text{m/s}}{333{,}6\ \text{m/s}} = \mathbf{0{,}493}$$

Os resultados das outras etapas de pressão estão resumidos na Tab.17–1 e são mostrados na Fig. 17–13.

TABELA 17–1

A variação das propriedades do fluido na direção do escoamento do duto descrito no Exemplo 17–3 para $\dot{m}$ 3 kg/s = constante

P, kPa	*T*, K	*V*, m/s	ρ, kg/m³	*c*, m/s	*A*, cm²	Ma
1.400	473	0	15,7	339,4	∞	0
1.200	457	164,5	13,9	333,6	13,1	0,493
1.000	439	240,7	12,1	326,9	10,3	0,736
800	417	306,6	10,1	318,8	9,64	0,962
767*	413	317,2	9,82	317,2	9,63	1,000
600	391	371,4	8,12	308,7	10,0	1,203
400	357	441,9	5,93	295,0	11,5	1,498
200	306	530,9	3,46	272,9	16,3	1,946

* 767 kPa é a pressão crítica quando o número de Mach do local é a unidade.

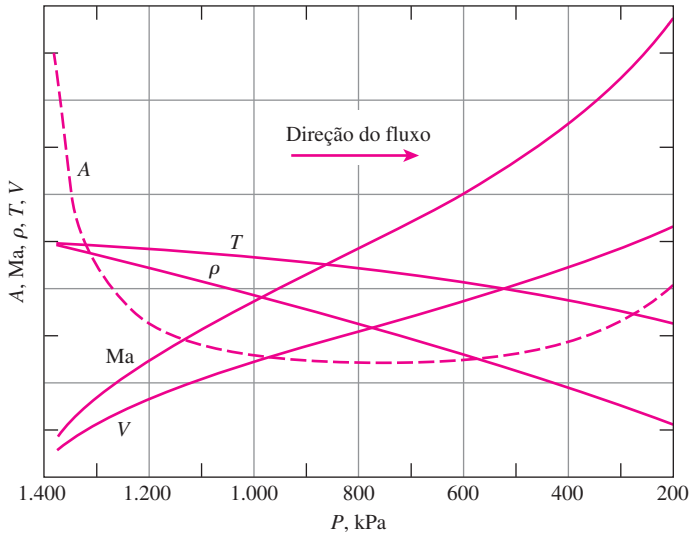


FIGURA 17–13 A variação das propriedades do fluido e da área de seção transversal à medida que a pressão cai de 1.400 para 200 kPa.

Discussão Observe que à medida que a pressão diminui, a temperatura e a velocidade do som diminuem, enquanto a velocidade do fluido e o número de Mach aumentam na direção do escoamento. A princípio, a densidade diminui lentamente e depois rapidamente, à medida que a velocidade do fluido aumenta.

Observamos no Exemplo 17–3 que a área de escoamento diminui com a diminuição da pressão até um valor de pressão crítica, no qual o número de Mach é a unidade, e em seguida começa a aumentar à medida que a pressão é reduzida. O número de Mach é a unidade no local da menor área de escoamento, chamado de **garganta** (Fig. 17–14). Observe que a velocidade do fluido continua aumentando após passar pela garganta, embora a área de escoamento aumente rapidamente naquela região. Esse aumento da velocidade após a garganta se deve à rápida diminuição da densidade do fluido. A princípio, a área de escoamento do duto considerada neste exemplo diminui e, em seguida, aumenta. Tais dutos são chamados de **bocais convergentes-divergentes**. Esses bocais são usados para acelerar os

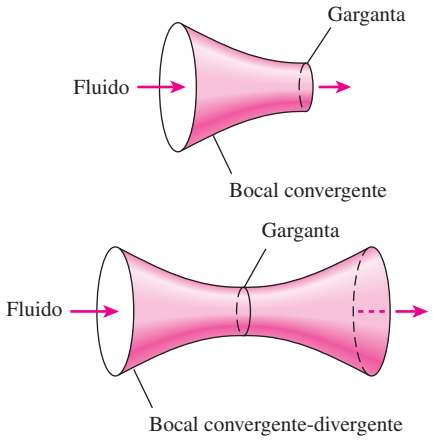


FIGURA 17–14 A seção transversal de um bocal na área de menor escoamento é chamada de *garganta*.

gases até velocidades supersônicas e não devem ser confundidos com os *bocais de Venturi*, que são usados exclusivamente para o escoamento incompressível. O primeiro uso de tal bocal ocorreu em 1893, em uma turbina a vapor desenvolvida pelo engenheiro sueco Carl G. B. de Laval (1845–1913); portanto, os bocais convergentes-divergentes também são chamados de *bocais de Laval.*

Variação da velocidade do fluido com a área de escoamento

O Exemplo 17–3 deixa claro que as dependências entre as áreas das seções transversais, as velocidades e a densidade no escoamento em duto isentrópico são bastante complexas. No restante desta seção investigaremos essas dependências com mais detalhes e desenvolveremos relações para a variação das razões entre as propriedades estática e de estagnação com o número de Mach para a pressão, temperatura e densidade.

Começamos nossa investigação buscando relações entre pressão, temperatura, densidade, velocidade, área de escoamento e número de Mach para o escoamento isentrópico unidimensional. Considere o balanço de massa de um processo em regime permanente:

$$\dot{m} = \rho A V = \text{constante}$$

Diferenciando e dividindo a equação resultante pela taxa de escoamento de massa obtemos

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \qquad \textbf{(17–13)}$$

Desprezando a energia potencial, o balanço de energia de um escoamento isentrópico sem interações de trabalho (Fig. 17–15) pode ser expresso na forma diferencial como

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0 \qquad \textbf{(17–14)}$$

Essa relação também é a forma diferencial da equação de Bernoulli, quando as variações da energia potencial são desprezíveis, que é uma forma do princípio da conservação da quantidade de movimento para os volumes de controle com escoamento permanente.

Combinando as Eqs. 17–13 e 17–14 temos

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho}\left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dP}\right) \qquad \textbf{(17–15)}$$

Reorganizando a Eq. 17–9 como $(\partial\rho/\partial P)_s = 1/c^2$ e substituindo na Eq. 17–15 temos

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2}\,(1 - \text{Ma}^2) \qquad \textbf{(17–16)}$$

Essa é uma relação importante para o escoamento isentrópico em dutos, uma vez que descreve a variação da pressão com a área de escoamento. Observamos que A, ρ, e V são quantidades positivas. Para o escoamento *subsônico* (Ma $<$ 1), o termo $1 - \text{Ma}^2$ é positivo; portanto, dA e dP devem ter o mesmo sinal. Ou seja,

Conservação da energia
(reg. permanente,
$w = 0, q = 0, \Delta ep = 0$)

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

ou

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Diferenciando,

$$dh + V\,dV = 0$$

Assim,

$$T\,ds = dh - v\,dP$$

($ds = 0$ isentrópico)

$$dh = v\,dP = \frac{1}{\rho}\,dP$$

Substituindo,

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0$$

FIGURA 17–15 Derivação da forma diferencial da equação da energia para um processo isotrópico em regime permanente.

a pressão do fluido deve aumentar à medida que a área de escoamento do duto aumenta, e deve diminuir à medida que a área de escoamento do duto diminui. Assim, a velocidades subsônicas, a pressão diminui nos dutos convergentes (bocais subsônicos) e aumenta nos dutos divergentes (difusores subsônicos).

Para o escoamento *supersônico* (Ma $>$ 1), o termo $1 - \text{Ma}^2$ é negativo; portanto, dA e dP devem ter sinais opostos. Ou seja, a pressão do fluido deve aumentar à medida que a área de escoamento do duto diminui, e deve diminuir à medida que a área de escoamento do duto aumenta. Assim, a velocidades supersônicas, a pressão diminui nos dutos divergentes (bocais supersônicos) e aumenta nos dutos convergentes (difusores supersônicos).

Outra relação importante para o escoamento isentrópico de um fluido é obtida pela substituição de $\rho V = -dP/dV$ da Eq. 17–14 na Eq. 17–16:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - \text{Ma}^2) \qquad \textbf{(17–17)}$$

Essa equação determina a forma de um bocal ou difusor no escoamento isentrópico subsônico ou supersônico. Observando que A e V são quantidades positivas, concluímos o seguinte:

$$\text{Para fluxos subsônicos } (\text{Ma} < 1), \quad \frac{dA}{dV} < 0$$

$$\text{Para fluxos supersônicos } (\text{Ma} > 1), \quad \frac{dA}{dV} > 0$$

$$\text{Para fluxos sônicos } (\text{Ma} = 1), \quad \frac{dA}{dV} = 0$$

Assim, a forma adequada de um bocal depende da mais alta velocidade desejada com relação à velocidade sônica; Para acelerar um fluido, devemos utilizar um bocal convergente para velocidades subsônicas e um bocal divergente para velocidades supersônicas. As velocidades encontradas nas aplicações mais comuns estão bem abaixo da velocidade sônica; portanto, é natural visualizarmos um bocal como um duto convergente. Entretanto, a maior velocidade que pode ser atingida em um bocal convergente é a velocidade sônica, que ocorre na saída do bocal. Se estendermos o bocal convergente ainda mais, diminuindo a área de escoamento e esperando acelerar o fluido até velocidades supersônicas, como mostra a Fig. 17–16, muito provavelmente vamos nos desapontar. Agora a velocidade sônica ocorrerá na saída da extensão convergente, e não na seção transversal da saída do bocal original, e a vazão mássica através do bocal diminuirá por causa da área de saída reduzida.

Com base na Eq. 17–16, que é uma expressão da conservação de massa e dos princípios de energia, devemos adicionar uma seção divergente a um bocal convergente para acelerar um fluido até velocidades supersônicas. O resultado é um bocal convergente-divergente. Nele, o fluido passa através de uma seção subsônica (convergente), na qual o número de Mach aumenta à medida que a área de escoamento do bocal diminui e, em seguida, atinge Ma $= 1$ na garganta do bocal. O fluido continua acelerando à medida que passa através de uma seção supersônica (divergente). Observando que $\dot{m} = \rho AV$ para o escoamento permanente, vemos que a grande diminuição da densidade torna possível a aceleração na seção divergente. Um exemplo desse tipo de escoamento é o escoamento dos gases de combustão quentes através de um bocal em uma turbina a gás.

O processo oposto ocorre na entrada do motor de um avião supersônico. O fluido é desacelerado quando é passado primeiramente através de um difusor

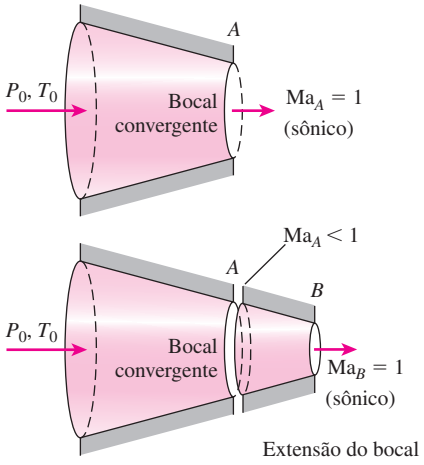


FIGURA 17–16 Não podemos obter velocidades supersônicas, anexando uma seção convergente a um bocal convergente. Isso só moverá a seção transversal sônica ainda mais a jusante e diminuirá a vazão mássica.

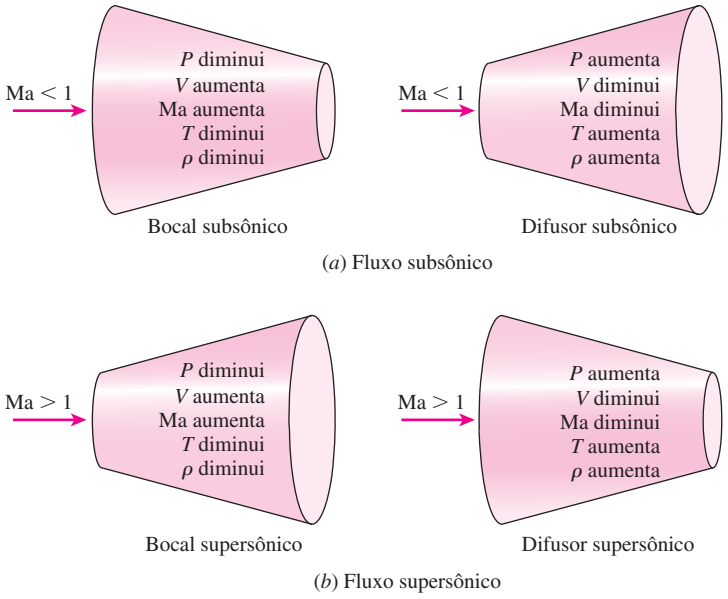


FIGURA 17–17 Variação das propriedades de escoamento em bocais e difusores subsônicos e supersônicos.

supersônico, que tem uma área de escoamento que diminui na direção do escoamento. Idealmente, o escoamento atinge Ma = 1 na garganta do difusor. O fluido desacelera ainda mais em um difusor subsônico, que tem uma área de escoamento que aumenta na direção do escoamento, como mostra a Fig. 17–17.

Relações de propriedades para o escoamento isentrópico dos gases ideais

A seguir, desenvolvemos relações entre as propriedades estáticas e de estagnação de um gás ideal expressas pela razão entre os calores específicos k e o número de Mach (Ma). Admitimos que o escoamento é isentrópico e que o gás tem calores específicos constantes.

A temperatura T de um gás ideal em qualquer parte do escoamento é relacionada à temperatura de estagnação T_0 por meio da Eq. 17–4:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

ou

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_pT}$$

Observando que $c_p = kR/(k-1)$, $c^2 = kRT$, e Ma $= V/c$, vemos que

$$\frac{V^2}{2c_pT} = \frac{V^2}{2[kR/(k-1)]T} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\frac{V^2}{c^2} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

Substituindo, temos

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2 \qquad \textbf{(17–18)}$$

que é a relação desejada entre T_0 e T.

A razão entre a pressão de estagnação e a pressão estática é obtida substituindo a Eq. 17–18 na Eq. 17–5:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)} \tag{17–19}$$

A razão entre a densidade de estagnação e a densidade estática é obtida pela substituição da Eq. 17–18 na Eq. 17–6:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)} \tag{17–20}$$

Os valores numéricos de T/T_0, P/P_0, e ρ/ρ_0 são listados em função do número de Mach na Tab. A–32 para $k = 1{,}4$, e são muito úteis para os cálculos do escoamento compressível que envolve o ar.

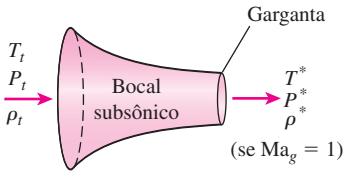
As propriedades de um fluido em um local onde o número de Mach é Ma = 1 (na garganta) são chamadas de **propriedades críticas**, e as razões das Eqs. 17–18 até 17–20 são chamadas de **razões críticas** (Fig. 17–18). É prática comum na análise do escoamento compressível deixar que o asterisco sobrescrito (*) represente os valores críticos. Definindo Ma = 1 nas Eqs. 17–18 até 17–20, temos

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \tag{17–21}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{17–22}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \tag{17–23}$$

Essas razões são avaliadas para diversos valores de k e estão listadas na Tab. 17–2. As propriedades críticas do escoamento compressível não devem ser confundidas com as propriedades das substâncias no ponto crítico (como a temperatura crítica T_c e a pressão crítica P_c).



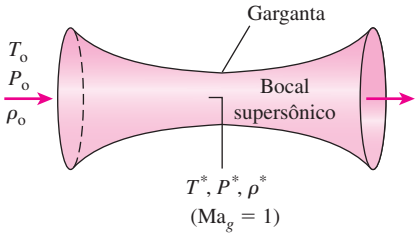


FIGURA 17–18 Quando $\text{Ma}_g = 1$, as propriedades da garganta do bocal tornam-se as propriedades críticas.

TABELA 17–2

Razões de pressão crítica, de temperatura crítica e densidade crítica para o escoamento isentrópico de alguns gases ideais

	Vapor superaquecido $k = 1{,}3$	Produtos quentes de combustão $k = 1{,}33$	Ar $k = 1{,}4$	Gases monatômicos $k = 1{,}667$
$\frac{P^*}{P_0}$	0,5457	0,5404	0,5283	0,4871
$\frac{T^*}{T_0}$	0,8696	0,8584	0,8333	0,7499
$\frac{\rho^*}{\rho_0}$	0,6276	0,6295	0,6340	0,6495

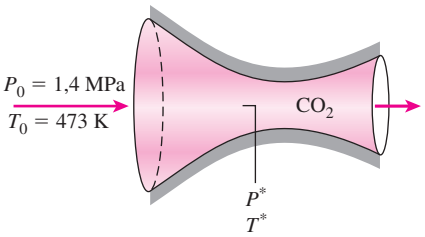


FIGURA 17–19 Esquema para o Exemplo 17–4.

EXEMPLO 17–4 Temperatura e pressão críticas do escoamento de gás

Calcule a pressão e temperatura críticas do dióxido de carbono para as condições de escoamento descritas no Exemplo 17–3 (Fig. 17–19).

SOLUÇÃO Para o escoamento discutido no Exemplo 17–3, a pressão e a temperatura críticas devem ser calculadas.

Hipóteses **1** O escoamento é permanente, adiabático e unidimensional. **2** O dióxido de carbono é um gás ideal com calores específicos constantes.

Propriedades A razão entre os calores específicos do dióxido de carbono à temperatura ambiente é $k = 1{,}289$ (Tab. A–2*a*).

Análise As relações entre a temperatura e a pressão críticas e a temperatura e a pressão de estagnação são determinadas como

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} = \frac{2}{1{,}289+1} = 0{,}8737$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{2}{1{,}289+1}\right)^{1{,}289/(1{,}289-1)} = 0{,}5477$$

Observando que a temperatura e pressão de estagnação, considerando o Exemplo 17–3, $T_0 = 473$ K e $P_0 = 1.400$ kPa, vemos que a temperatura e a pressão críticas neste caso são

$$T^* = 0{,}8737T_0 = (0{,}8737)(473\text{ K}) = \mathbf{413\text{ K}}$$

$$P^* = 0{,}5477P_0 = (0{,}5477)(1.400\text{ kPa}) = \mathbf{767\text{ kPa}}$$

Discussão Observe que esses valores coincidem com aqueles listados na Tab. 17–1, como já era esperado. Valores dessas propriedades diferentes desses indicariam que o escoamento na garganta não é crítico e que o número de Mach é diferente da unidade.

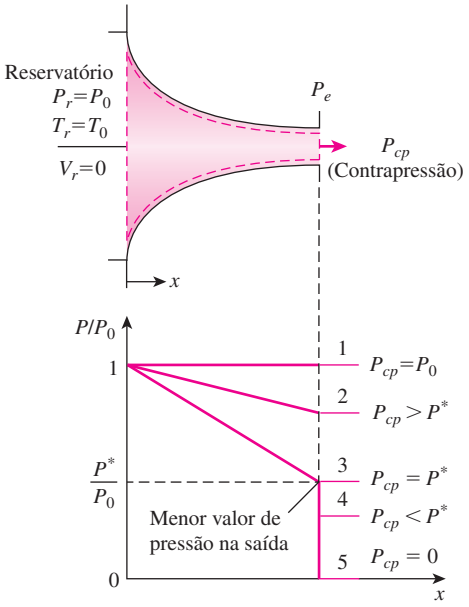


FIGURA 17–20 O efeito da contrapressão sobre a distribuição da pressão ao longo de um bocal convergente.

17–4 ESCOAMENTO ISENTRÓPICO ATRAVÉS DE BOCAIS

Os bocais convergentes ou convergentes-divergentes encontram-se em muitas aplicações da engenharia, como as turbinas a vapor e gás; os aviões e os sistemas de propulsão de naves espaciais, e até mesmo os bocais de jato de areia industriais e os bocais de maçarico. Nesta seção consideramos os efeitos da **contrapressão** (ou seja, a pressão aplicada à região de descarga do bocal) sobre a velocidade de saída, a vazão mássica e a distribuição da pressão ao longo do bocal.

Bocais convergentes

Considere o escoamento subsônico através de um bocal convergente, como mostra a Fig. 17–20. A entrada do bocal é ligada a um reservatório a uma pressão P_r e a uma temperatura T_r. O reservatório é suficientemente grande para que a velocidade de entrada do bocal seja desprezível. Como a velocidade do fluido no reservatório é zero e o escoamento através do bocal é aproximado como isentrópico, a pressão e a temperatura de estagnação do fluido em qualquer seção transversal através do bocal são iguais à pressão e à temperatura do reservatório, respectivamente.

Reduzimos a contrapressão nesse local e em seguida observamos os efeitos resultantes sobre a distribuição da pressão ao longo do comprimento do bocal, como mostra a Fig. 17–20. Se a contrapressão P_{cp} for igual a P_1, que é igual a P_r, não há

escoamento e a distribuição da pressão é uniforme ao longo do bocal. Quando a contrapressão é reduzida para P_2, a pressão no plano de saída P_{sai} também cai para P_2. Isso faz a pressão ao longo do bocal diminuir na direção do escoamento.

Quando a contrapressão é reduzida para P_3 ($= P^*$ que é a pressão necessária para aumentar a velocidade do fluido até a velocidade do som no plano de saída ou garganta), a vazão mássica atinge um valor máximo, e diz-se que o escoamento está **estrangulado**. Uma maior redução da contrapressão até o nível P_4 ou abaixo dele não resulta em variações adicionais na distribuição da pressão, ou em qualquer outra propriedade ao longo do comprimento do bocal.

Sob condições de escoamento permanente, a vazão mássica através do bocal é constante e pode ser expressa como

$$\dot{m} = \rho AV = \left(\frac{P}{RT}\right) A\,(\mathrm{Ma}\sqrt{kRT}) = PA\mathrm{Ma}\sqrt{\frac{k}{RT}}$$

Resolvendo a equação, considerando T na Eq. 17–18 e P na Eq. 17–19, substituindo os termos, temos

$$\dot{m} = \frac{A\mathrm{Ma}P_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)\mathrm{Ma}^2/2]^{(k+1)/[2(k-1)]}} \qquad \textbf{(17–24)}$$

Assim, a vazão mássica de determinado fluido através de um bocal é uma função das propriedades de estagnação do fluido, da área de escoamento e do número de Mach. A Eq. 17–24 é válida em qualquer seção transversal; portanto, $\dot{m}$ pode ser avaliado em qualquer local ao longo do comprimento do bocal.

Para uma área de escoamento especificada A e propriedades de estagnação T_0 e P_0, a vazão máxima da massa pode ser determinada ao se diferenciar a Eq. 17–24 com relação a Ma e igualar o resultado a zero. Isso resulta em Ma = 1. Como o único local de um bocal onde o número de Mach pode ser a unidade é a localização da área de escoamento mínimo (a garganta), a vazão mássica através de um bocal é máxima quando Ma = 1 na garganta. Indicando essa área como A^*, obtemos uma expressão para a vazão máxima da massa substituindo Ma = 1 na Eq. 17–24:

$$\dot{m}_{\max} = A^*P_0\sqrt{\frac{k}{RT_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17–25)}$$

Assim, para determinado gás ideal, a vazão máxima de massa através de um bocal com determinada área de garganta é fixada pela pressão e temperatura de estagnação do escoamento na entrada. A vazão pode ser controlada pela variação da pressão ou temperatura de estagnação; portanto, um bocal convergente pode ser usado como um fluxômetro. A vazão também pode ser controlada, obviamente, variando a área da garganta. Esse princípio é de importância vital para os processos químicos, dispositivos médicos, fluxômetros e em todos os casos em que o fluxo de massa de um gás deve ser conhecido e controlado.

Um gráfico de $\dot{m}$ *versus* P_{cp}/P_0 para um bocal convergente é mostrado na Fig. 17–21. Observe que a vazão mássica aumenta com a diminuição de P_{cp}/P_0, atinge um máximo de $P_{cp} = P^*$ e permanece constante para valores de P_{cp}/P_0 menores do que essa razão crítica. Esta figura também ilustra o efeito da contrapressão sobre a pressão de saída do bocal P_{sai}. Observamos que

$$P_{sai} = \begin{cases} P_{cp} & \text{para } P_{cp} \geq P^* \\ P^* & \text{para } P_{cp} < P^* \end{cases}$$

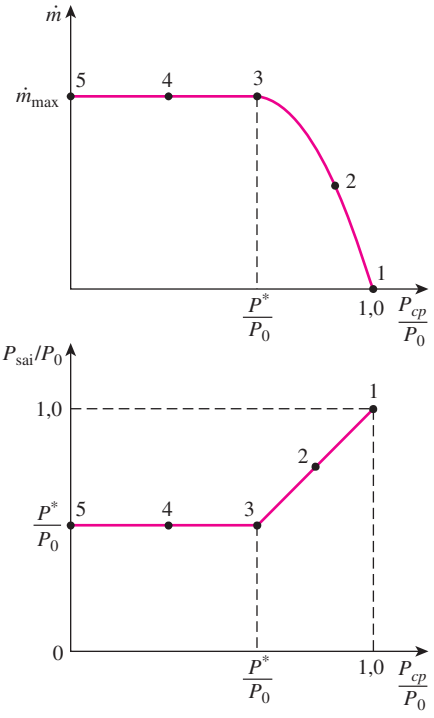


FIGURA 17–21 O efeito da contrapressão P_{cp} sobre a vazão mássica $\dot{m}$ e sobre a pressão de saída P_{sai} de um bocal convergente.

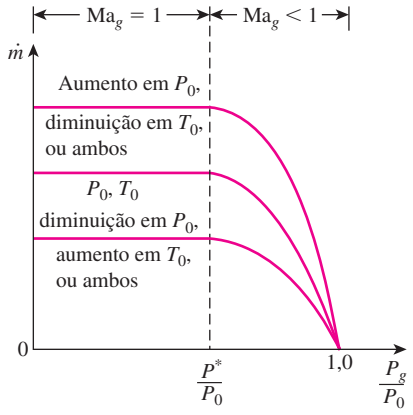


FIGURA 17–22 A variação da vazão mássica através de um bocal com propriedades de estagnação de entrada.

Para resumir, em contrapressões abaixo da pressão crítica P^*, a pressão no plano de saída do bocal convergente P_{sai} é igual a P^*, o número de Mach no plano de saída é Ma = 1 e a vazão mássica é a vazão máxima (ou estrangulada). Como a velocidade do escoamento na garganta é sônica, considerando a vazão mássica, uma contrapressão mais baixa do que a pressão crítica não pode ser sentida no escoamento a montante do bocal, e não afeta a vazão.

Os efeitos da temperatura de estagnação T_0 e da pressão de estagnação P_0 sobre a vazão mássica através de um bocal convergente são ilustrados na Fig. 17–22, onde a vazão está representada com relação à razão entre pressão estática e de estagnação na garganta P_g/P_0. Um aumento de P_0 (ou uma diminuição de T_0) aumentará a vazão de massa em todo o bocal convergente, enquanto uma diminuição de P_0 (ou um aumento de T_0) a diminuirá. Também poderíamos concluir isso observando com cuidado as Eqs. 17–24 e 17–25.

Uma relação para a variação da área de escoamento A através do bocal relativamente à área de garganta A^* pode ser obtida pela combinação entre as Eqs. 17–24 e 17–25 para a mesma vazão em massa e pelas propriedades de estagnação de determinado fluido. O resultado é

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\text{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17–26)}$$

A Tab. A–32 dá valores de A/A^* como função do número de Mach para o ar (k = 1,4). Existe um valor de A/A^* para cada valor do número de Mach, mas existem dois valores possíveis do número de Mach para cada valor de A/A^* — um para o escoamento subsônico e outro para o escoamento supersônico.

Outro parâmetro também utilizado na análise do escoamento isentrópico unidimensional dos gases ideais é Ma*, que é a relação entre a velocidade local e a velocidade do som na garganta:

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c^*} \qquad \textbf{(17–27)}$$

Ele também pode ser expresso como

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c}\frac{c}{c^*} = \frac{\text{Ma}c}{c^*} = \frac{\text{Ma}\sqrt{kRT}}{\sqrt{kRT^*}} = \text{Ma}\sqrt{\frac{T}{T^*}}$$

onde Ma é o número de Mach local, T é a temperatura local e T^* é a temperatura crítica. Resolvendo a equação, considerando T da Eq. 17–18 e T^* da Eq. 17–21, e substituindo os termos, temos

$$\text{Ma}^* = \text{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2 + (k-1)\text{Ma}^2}} \qquad \textbf{(17–28)}$$

Os valores de Ma* também estão listados na Tab. A–32 *versus* o número de Mach para k = 1,4 (Fig. 17–23). Observe que o parâmetro Ma* difere do número de Mach, pois Ma* é a velocidade local adimensional com relação à velocidade sônica da *garganta*, enquanto Ma é a velocidade local adimensional com relação à velocidade sônica *local*. (Lembre-se de que a velocidade sônica de um bocal varia com a temperatura e, consequentemente, com a localização.)

Ma	Ma*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0,90	0,9146	1,0089	0,5913	⋮	⋮
1,00	1,0000	1,0000	0,5283	⋮	⋮
1,10	1,0812	1,0079	0,4684	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

FIGURA 17–23 Razões de propriedades para escoamento isentrópico através de bocais e difusores são listadas na Tab. A–32 para k = 1,4.

EXEMPLO 17–5 Efeito da contrapressão sobre a vazão mássica

O ar a 1 MPa e 600 °C entra em um bocal convergente, mostrado na Fig. 17–24, com velocidade de 150 m/s. Determine a vazão mássica através do bocal para uma área de garganta de bocal de 50 cm^2 quando a contrapressão é (*a*) 0,7 MPa e (*b*) 0,4 MPa.

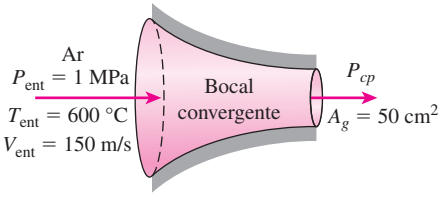


FIGURA 17–24 Esquema para o Exemplo 17–5.

SOLUÇÃO O ar entra em um bocal convergente. A vazão em massa do ar através do bocal deve ser determinada para diferentes contrapressões.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente. **2** O escoamento através do bocal é permanente, unidimensional e isentrópico.

Propriedades O calor específico a uma pressão constante e a razão entre os calores específicos do ar são $c_p = 1{,}005$ kJ/kg·K e $k = 1{,}4$ respectivamente (Tab. A–2*a*).

Análise A temperatura e pressão de estagnação na entrada do bocal são determinadas pelas Eqs. 17–4 e 17–5:

$$T_{0ent} = T_{ent} + \frac{V_{ent}^2}{2c_p} = 873\ \text{K} + \frac{(150\ \text{m/s})^2}{2(1{,}005\ \text{kJ/kg·K})}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 884\ \text{K}$$

$$P_{0ent} = P_{ent}\left(\frac{T_{0ent}}{T_{ent}}\right)^{k/(k-1)} = (1\ \text{MPa})\left(\frac{884\ \text{K}}{873\ \text{K}}\right)^{1{,}4/(1{,}4-1)} = 1{,}045\ \text{MPa}$$

Esses valores de temperatura e pressão de estagnação permanecem constantes em todo o bocal, uma vez que o escoamento é considerando isentrópico. Ou seja,

$$T_0 = T_{0ent} = 884\ \text{K} \quad \text{e} \quad P_0 = P_{0ent} = 1{,}045\ \text{MPa}$$

A razão de pressão crítica é determinada da Tab. 17–2 (ou da Eq. 17–22) como $P^*/P_0 = 0{,}5283$.

(*a*) A razão de contrapressão neste caso é

$$\frac{P_{cp}}{P_0} = \frac{0{,}7\ \text{MPa}}{1{,}045\ \text{MPa}} = 0{,}670$$

que é maior do que a razão de pressão crítica, 0,5283. Assim, a pressão no plano de saída (ou a pressão de garganta P_g) é igual à contrapressão neste caso. Ou seja, $P_g = P_{cp} = 0{,}7$ MPa e $P_g/P_0 = 0{,}670$. Portanto, o escoamento não é estrangulado.

Na Tab. A–32, onde $P_g/P_0 = 0{,}670$, vemos que $\text{Ma}_g = 0{,}778$ e $T_g/T_0 = 0{,}892$.

A vazão mássica através do bocal pode ser calculada pela Eq. 17–24. Mas ela também pode ser determinada passo a passo como demonstramos a seguir:

$$T_g = 0{,}892T_0 = 0{,}892(884\ \text{K}) = 788{,}5\ \text{K}$$

$$\rho_g = \frac{P_g}{RT_g} = \frac{700\ \text{kPa}}{(0{,}287\ \text{kPa·m}^3/\text{kg·K})(788{,}5\ \text{K})} = 3{,}093\ \text{kg/m}^3$$

$$V_g = \text{Ma}_g\, c_g = \text{Ma}_g\sqrt{kRT_g}$$

$$= (0{,}778)\sqrt{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(788{,}5\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 437{,}9\ \text{m/s}$$

(*continua*)

(*continuação*)
Assim

$$\dot{m} = \rho_g A_g V_g = (3{,}093\ \text{kg/m}^3)(50 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)(437{,}9\ \text{m/s}) = \mathbf{6{,}77\ kg/s}$$

(*b*) A razão de contrapressão neste caso é

$$\frac{P_{cp}}{P_0} = \frac{0{,}4\ \text{MPa}}{1{,}045\ \text{MPa}} = 0{,}383$$

que é menor do que a razão para a pressão crítica, 0,5283. Portanto, existem condições sônicas no plano de saída (garganta) do bocal, e Ma = 1. O escoamento é estrangulado neste caso, e a vazão mássica através do bocal pode ser calculada pela Eq. 17–25:

$$\dot{m} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$= (50 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)(1.045\ \text{kPa}) \times \sqrt{\frac{1{,}4}{(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(884\ \text{K})}} \left(\frac{2}{1{,}4+1}\right)^{2{,}4/0{,}8}$$

$$= \mathbf{7{,}10\ kg/s}$$

uma vez que $\text{kPa·m}^2/\sqrt{\text{kJ/kg}} = \sqrt{1.000}\ \text{kg/s}$.

Discussão Essa é a vazão mássica máxima através do bocal para as condições especificadas de entrada e área de garganta do bocal.

EXEMPLO 17–6 Perda de ar em um pneu furado

O ar em um pneu de automóvel é mantido a uma pressão de 220 kPa (manométrica) em um ambiente onde a pressão atmosférica é 94 kPa. O ar do pneu está à temperatura ambiente, correspondente a 25 °C. Um orifício de 4 mm de diâmetro surge no pneu como resultado de um acidente (Fig. 17–25). Considerando o fluxo isentrópico, determine a vazão mássica inicial do ar através do orifício.

FIGURA 17–25 Esquema para o Exemplo 17–6.

SOLUÇÃO Um vazamento ocorre em um pneu como resultado de um acidente. A vazão mássica inicial do ar através do orifício deve ser determinado.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes. **2** A vazão mássica de ar através do orifício é isentrópica.

Propriedades A constante do ar é R = 0,287 kPa·m³/ kg·K. A razão do calor específico na temperatura ambiente é k = 1,4.

Análise A pressão absoluta no pneu é

$$P = P_{\text{man}} + P_{\text{atm}} = 220 + 94 = 314\ \text{kPa}$$

A pressão crítica é (pela Tab. 17–2)

$$P^* = 0{,}5283 P_o = (0{,}5283)(314\ \text{kPa}) = 166\ \text{kPa} > 94\ \text{kPa}$$

Portanto, o fluxo está estrangulado, e a velocidade de saída do ar no orifício é sônica. Portanto, as propriedades de saída do fluxo são

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{314 \text{ kPa}}{(0{,}287 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(298 \text{ K})} = 3{,}671 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho^* = \rho\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} = (3{,}671 \text{ kg/m}^3)\left(\frac{2}{1{,}4+1}\right)^{1/(1{,}4-1)} = 2{,}327 \text{ kg/m}^3$$

$$T^* = \frac{2}{k+1}T_0 = \frac{2}{1{,}4+1}(298 \text{ K}) = 248{,}3 \text{ K}$$

$$V = c = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1{,}4)(0{,}287 \text{ kJ/kg·K})\left(\frac{1.000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)(248{,}3 \text{ K})}$$

$$= 315{,}9 \text{ m/s}$$

Assim, a vazão mássica inicial através do orifício é

$$\dot{m} = \rho AV = (2{,}327 \text{ kg/m}^3)[\pi(0{,}004 \text{ m})^2/4](315{,}9 \text{ m/s}) = 0{,}00924 \text{ kg/s}$$

$$= \mathbf{0{,}554 \text{ kg/min}}$$

Discussão A vazão mássica decresce com o tempo com a queda da pressão no interior do pneu.

Bocais convergentes-divergentes

Quando pensamos em bocais, normalmente pensamos nas passagens de escoamento cuja área de seção transversal diminui na direção do escoamento. Entretanto, a mais alta velocidade que um fluido pode atingir em um bocal convergente é limitada à velocidade sônica (Ma = 1), que pode ocorrer no plano de saída (garganta) do bocal. A aceleração de um fluido a velocidades supersônicas (Ma > 1) pode ser atingida apenas pela anexação de um trecho de duto divergente ao bocal subsônico na garganta. O duto combinado resultante é um bocal convergente-divergente, que é um equipamento padrão do avião supersônico e da propulsão dos foguetes (Fig. 17–26).

Forçar um fluido através de um bocal convergente-divergente não é garantia de que o fluido será acelerado até uma velocidade supersônica. Na verdade, o fluido pode ser desacelerado na seção divergente em vez de ser acelerado quando a contrapressão não estiver dentro do intervalo correto. O estado do escoamento no bocal é determinado pela relação da pressão geral P_{cp}/P_0. Assim, para determinadas condições de entrada, o escoamento através de um bocal convergente-divergente é governado pela contrapressão P_{cp}, como será explicado a seguir.

Considere o bocal convergente-divergente da Fig. 17–27. Um fluido entra no bocal com velocidade baixa à pressão de estagnação P_0. Quando $P_{cp} = P_0$ (caso *A*) não haverá escoamento através do bocal. Isso é esperado, uma vez que o escoamento em um bocal é movido pela diferença de pressão entre a entrada e

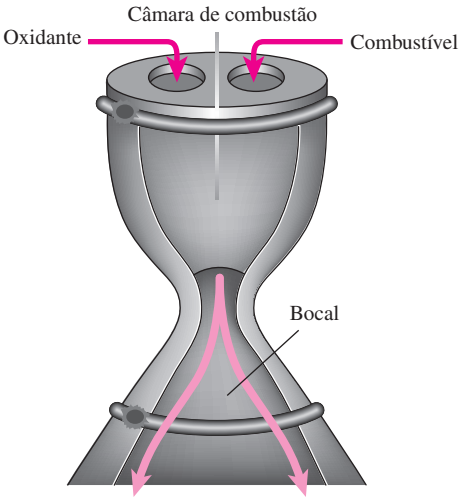


FIGURA 17–26 Os bocais convergentes-divergentes normalmente são usados nos motores de foguetes para fornecer alto empuxo.

Cortesia da Pratt and Whitney, www.pratt-whitney.com/how.htm. Usada com permissão.

a saída do bocal. Agora vamos examinar o que acontece à medida que a contrapressão diminui.

1. Quando $P_0 > P_{cp} > P_C$, o escoamento permanece subsônico em todo o bocal, e o escoamento de massa é menor do que aquele do escoamento estrangulado. A velocidade do fluido aumenta na primeira seção (convergente) e atinge o máximo na garganta (mas Ma < 1). Entretanto, a maior parte do ganho de velocidade se perde na segunda seção (divergente) do bocal que age como um difusor. A pressão diminui na seção convergente, atinge um mínimo na garganta e aumenta às custas da velocidade na seção divergente.
2. Quando $P_{cp} = P_C$, a pressão da garganta torna-se P^* e o fluido atinge a velocidade sônica na garganta. Mas a seção divergente do bocal ainda age como um difusor, diminuindo a velocidade do fluido até velocidades subsônicas. Já a vazão mássica, que aumentava com a diminuição de P_{cp}, atinge seu valor máximo.

   Lembre-se de que P^* é a pressão mais baixa que pode ser obtida na garganta, e a velocidade sônica é a mais alta velocidade que pode ser atingida em um bocal convergente. Assim, a diminuição adicional de P_{cp} não tem influência sobre o escoamento de fluido da parte convergente do bocal ou sobre a vazão mássica através do bocal. Entretanto, ela influencia o escoamento na seção divergente.

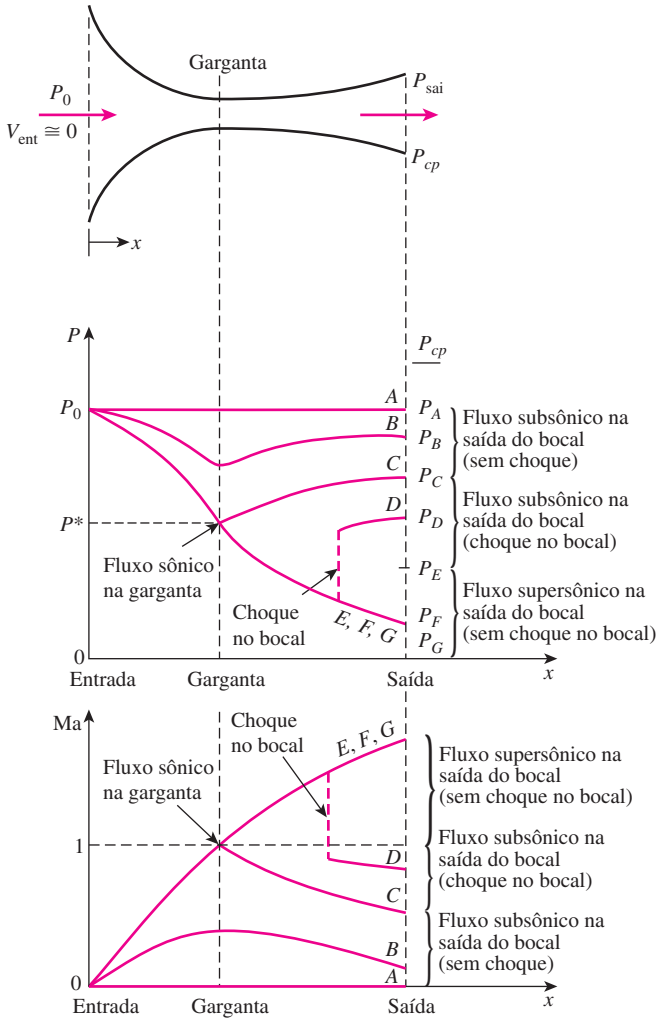


FIGURA 17–27 Os efeitos da contrapressão sobre o escoamento através de um bocal convergente-divergente.

3. Quando $P_C > P_{cp} > P_E$, o fluido que atingiu uma velocidade sônica na garganta continua acelerando até velocidades supersônicas na seção divergente à medida que a pressão diminui. Entretanto, essa aceleração se interrompe repentinamente, à medida que um **choque normal** se desenvolve em uma seção entre a garganta e o plano de saída, causando uma queda repentina da velocidade até níveis subsônicos e o aumento repentino da pressão. Em seguida, o fluido continua desacelerando ainda mais na parte restante do bocal convergente-divergente. O escoamento através do choque é altamente irreversível e, portanto, não pode ser aproximado como isentrópico. O choque normal move-se a jusante para longe da garganta à medida que P_{cp} diminui e atinge o plano de saída do bocal quando P_{cp} se aproxima de P_E.

Quando $P_{cp} = P_E$, o choque normal se forma no plano de saída do bocal. O fluxo é supersônico através de toda a seção divergente neste caso, e pode ser considerado isentrópico. Entretanto, a velocidade do fluido cai até níveis

subsônicos imediatamente antes de sair do bocal ao cruzar o choque normal. As ondas de choque normal serão discutidas na Seção 17–5.

4. Quando $P_E > P_{cp} > 0$, o escoamento na seção divergente é supersônico, e o fluido se expande até P_F na saída do bocal, sem a formação de choque normal dentro do bocal. Assim, o escoamento através do bocal pode ser aproximado como isentrópico. Quando $P_{cp} = P_F$, nenhum choque ocorre dentro ou fora do bocal. Quando $P_{cp} < P_F$, as ondas irreversíveis de mistura e expansão ocorrem a jusante do plano de saída do bocal. Quando $P_{cp} > P_F$, porém, a pressão do fluido aumenta de P_F até P_{cp} de forma irreversível na esteira da saída do bocal, criando os chamados *choques oblíquos.*

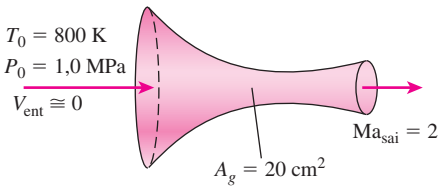


FIGURA 17–28 Esquema para o Exemplo 17–7.

EXEMPLO 17–7 O escoamento de ar através de um bocal convergente-divergente

O ar entra em um bocal convergente-divergente, mostrado na Fig. 17–28, a 1,0 MPa e 800 K com velocidade desprezível. O escoamento é permanente, unidimensional e isentrópico com $k = 1{,}4$. Para um número de Mach de saída igual a 2 e uma área de garganta de 20 cm^2, determine (*a*) as condições de garganta, (*b*) as condições do plano de saída, incluindo a área de saída e (*c*) a vazão mássica através do bocal.

SOLUÇÃO O ar escoa através de um bocal convergente-divergente. As condições da garganta e de saída, bem como a vazão mássica, devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente. **2** O escoamento através do bocal é permanente, unidimensional e isentrópico.

Propriedades A razão entre os calores específicos do ar é dada como $k = 1{,}4$. A constante de gás do ar é $R = 0{,}287$ kJ/kg·K.

Análise O número de Mach na saída é igual a 2. Assim, o escoamento deve ser sônico na garganta e supersônico na seção divergente do bocal. Como a velocidade de entrada é desprezível, a pressão e a temperatura de estagnação são iguais à temperatura e à pressão da entrada, $P_0 = 1{,}0$ MPa e $T_0 = 800$ K. A densidade de estagnação é

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{1.000 \text{ kPa}}{(0{,}287 \text{ kPa·m}^3/\text{kg·K})(800 \text{ K})} = 4{,}355 \text{ kg/m}^3$$

(*a*) Na garganta do bocal, Ma = 1, e de acordo com a Tab. A–32, temos

$$\frac{P^*}{P_0} = 0{,}5283 \qquad \frac{T^*}{T_0} = 0{,}8333 \qquad \frac{\rho^*}{\rho_0} = 0{,}6339$$

Assim,

$$P^* = 0{,}5283P_0 = (0{,}5283)(1{,}0 \text{ MPa}) = \mathbf{0{,}5283 \text{ MPa}}$$

$$T^* = 0{,}8333T_0 = (0{,}8333)(800 \text{ K}) = \mathbf{666{,}6 \text{ K}}$$

$$\rho^* = 0{,}6339\rho_0 = (0{,}6339)(4{,}355 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{2{,}761 \text{ kg/m}^3}$$

Da mesma forma,

$$V^* = c^* = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1{,}4)(0{,}287 \text{ kJ/kg·K})(666{,}6 \text{ K})\left(\frac{1.000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= \mathbf{517{,}5 \text{ m/s}}$$

(*b*) Como o escoamento é isentrópico, as propriedades no plano de saída também podem ser calculadas usando os dados da Tab. A–32. Para Ma = 2, temos:

$$\frac{P_{sai}}{P_0} = 0{,}1278 \quad \frac{T_{sai}}{T_0} = 0{,}5556 \quad \frac{\rho_{sai}}{\rho_0} = 0{,}2300 \quad \text{Ma}_G^* = 1{,}6330 \quad \frac{A_{sai}}{A^*} = 1{,}6875$$

Assim,

$$P_{sai} = 0{,}1278P_0 = (0{,}1278)(10\ \text{MPa}) = \mathbf{0{,}1278\ MPa}$$

$$T_{sai} = 0{,}5556T_0 = (0{,}5556)(800\ \text{K}) = \mathbf{444{,}5\ K}$$

$$\rho_{sai} = 0{,}2300\rho_0 = (0{,}2300)(4{,}355\ \text{kg/m}^3) = \mathbf{1{,}002\ kg/m^3}$$

$$A_{sai} = 1{,}6875A^* = (1{,}6875)(20\ \text{cm}^2) = \mathbf{33{,}75\ cm^2}$$

e

$$V_{sai} = \text{Ma}_{sai}c^* = (1{,}6330)(517{,}5\ \text{m/s}) = \mathbf{845{,}1\ m/s}$$

A velocidade de saída do bocal também poderia ser determinada com $V_{sai} = \text{Ma}_{sai}c_{sai}$, onde c_{sai} é a velocidade do som nas condições de saída:

$$V_{sai} = \text{Ma}_{sai}\, c_{sai} = \text{Ma}_{sai}\sqrt{kRT_{sai}} = 2\sqrt{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(444{,}5\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 845{,}2\ \text{m/s}$$

(*c*) Como o escoamento é permanente, a vazão mássica do fluido é a mesma em todas as seções do bocal. Assim, ela pode ser calculada usando as propriedades de qualquer seção transversal do bocal. Usando as propriedades da garganta, descobrimos que a vazão mássica é

$$\dot{m} = \rho^*A^*V^* = (2{,}761\ \text{kg/m}^3)(20 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)(517{,}5\ \text{m/s}) = \mathbf{2{,}86\ kg/s}$$

Discussão Observe que essa é a mais alta vazão mássica possível que pode escoar através = desse bocal para as condições de entrada especificadas.

17–5 ONDAS DE CHOQUE E ONDAS DE EXPANSÃO

Vimos que as ondas sonoras são causadas por distúrbios de pressão infinitesimalmente pequenos e que viajam através de um meio à velocidade do som. Também vimos que, para os mesmos valores de contrapressão, variações bruscas nas propriedades do fluido ocorrem em uma seção muito fina de um bocal convergente-divergente sob condições de escoamento supersônico, criando uma **onda de choque**. É interessante estudar sob quais condições as ondas de choque se desenvolvem, e como elas afetam o escoamento.

Choques normais

Primeiro, consideraremos as ondas de choque que ocorrem em um plano normal à direção do escoamento, chamadas de **ondas de choque normal**. O processo de escoamento através da onda de choque é altamente irreversível e *não pode* ser aproximado como isentrópico.

A seguir, seguimos os passos de Pierre Lapace (1749–1827), G. F. Bernhard Riemann (1826–1866), William Rankine (1820–1872), Pierre Henry Hugoniot (1851–1887), Lord Rayleigh (1842–1919) e G. I. Taylor (1886–1975) e desenvol-

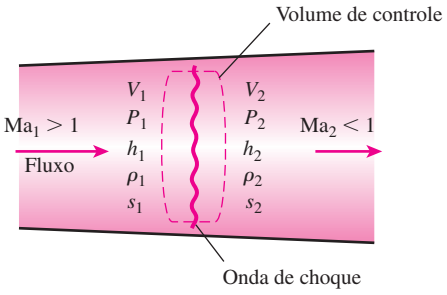


FIGURA 17–29 O volume de controle do escoamento através de uma onda de choque normal.

vemos relações para as propriedades do escoamento antes e após o choque. Fazemos isto aplicando as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, bem como algumas relações entre as propriedades de um volume de controle fixo que contém o choque, como mostra a Fig. 17–29. As ondas de choque normais são extremamente finas, e por isso as áreas de escoamento de entrada e saída do volume de controle são aproximadamente iguais (Fig. 17–30).

Consideramos o escoamento permanente, sem interação de calor e trabalho e sem variação da energia potencial. Indicando as propriedades a montante do choque pelo subscrito 1 e aquelas a jusante do choque pelo subscrito 2, temos o seguinte:

Conservação da massa:
$$\rho_1 A V_1 = \rho_2 A V_2 \tag{17–29}$$

ou

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$$

Conservação da energia:
$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17–30}$$

ou

$$h_{01} = h_{02} \tag{17–31}$$

Conservação do momento: Reorganizando a Eq. 17–14 e integrando, temos

$$A(P_1 - P_2) = \dot{m}(V_2 - V_1) \tag{17–32}$$

Aumento da entropia:
$$s_2 - s_1 \geq 0 \tag{17–33}$$

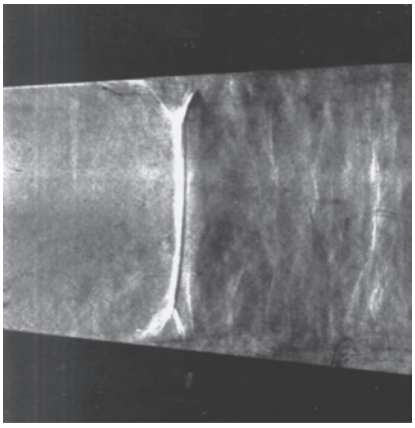


FIGURA 17–30 Imagem schlieren de um choque normal em um bocal de Laval. O número de Mach do bocal a montante (à esquerda) da onda de choque é de aproximadamente 1,3. A camada limite distorce a forma do choque normal próximo às paredes e leva à separação do escoamento a jusante do choque.

Foto de G. S. Settles, Penn State University. Usada com permissão.

Usando as relações de propriedades, podemos combinar as relações da conservação da massa e da energia em uma única equação e representá-la em um diagrama *h-s*. A curva resultante é chamada de **linha de Fanno**. Ela é a localização dos estados que têm o mesmo valor de entalpia de estagnação e vazão mássica (o escoamento de massa por unidade de área de escoamento). Da mesma forma, combinando a conservação de massa e a conservação da quantidade de movimento em uma única equação, e representando essa combinação no diagrama *h-s*, temos uma curva chamada de **linha de Rayleigh**. Ambas essas linhas são mostradas no diagrama *h-s* da Fig. 17–31. Como provará o Exemplo 17–8, os pontos de entropia máxima dessas linhas (pontos *a* e *b)* correspondem a Ma = 1. O estado do escoamento na parte superior de cada curva é subsônico, e na parte inferior, supersônico.

As linhas de Fanno e Rayleigh se interceptam em dois pontos (pontos 1 e 2), que representam os dois estados nos quais todas as três equações de conservação são satisfeitas.

Um deles (o estado 1) corresponde ao estado anterior ao choque, e o outro (o estado 2) corresponde ao estado após o choque. Observe que o escoamento é supersônico antes do choque e subsônico após o choque. Assim, o escoamento muda de supersônico para subsônico se um choque ocorrer. Quanto maior for o número de Mach antes do choque, mais forte será o choque. No caso-limite de Ma = 1, a onda de choque simplesmente torna-se uma onda sonora. Observe na Fig. 17–31 que $s_2 > s_1$. Isso é esperado, uma vez que o escoamento através do choque é adiabático, porém irreversível.

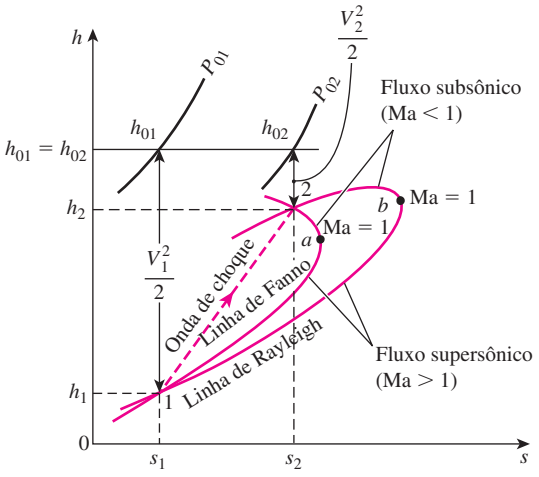


FIGURA 17–31 Diagrama *h*-*s* para o escoamento através de um choque normal.

O princípio de conservação da energia (Eq. 17–31) exige que a entalpia de estagnação permaneça constante através do choque; $h_{01} = h_{02}$. Para os gases ideais, $h = h(T)$, e portanto,

$$T_{01} = T_{02} \tag{17–34}$$

Ou seja, a temperatura de estagnação de um gás ideal também permanece constante através do choque. Observe, porém, que a pressão de estagnação diminui através do choque por causa das irreversibilidades, enquanto a temperatura termodinâmica sobe drasticamente por causa da conversão da energia cinética em entalpia, devido a uma grande queda na velocidade do fluido (ver Fig. 17–32).

Agora desenvolveremos relações entre as diversas propriedades antes e após o choque para um gás ideal com calores específicos constantes. Uma relação para a razão entre as temperaturas termodinâmicas T_2/T_1 é obtida pela aplicação da Eq. 17–18 duas vezes:

$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2 \quad \text{e} \quad \frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2$$

Dividindo a primeira equação pela segunda e observando que $T_{01} = T_{02}$, temos

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \text{Ma}_1^2(k-1)/2}{1 + \text{Ma}_2^2(k-1)/2} \tag{17–35}$$

Da equação do gás ideal,

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad \text{e} \quad \rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

Substituindo esses termos na equação da conservação de massa $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ e observando que $\text{Ma} = V/c$ e $c = \sqrt{kRT}$, temos que

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 c_2}{P_1 \text{Ma}_1 c_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 \sqrt{T_2}}{P_1 \text{Ma}_1 \sqrt{T_1}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \left(\frac{\text{Ma}_2}{\text{Ma}_1}\right)^2 \tag{17–36}$$

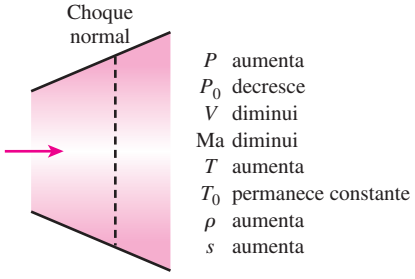


FIGURA 17–32 Variação das propriedades do escoamento através de um choque normal.

Combinando as Eqs. 17–35 e 17–36, temos a razão entre as pressões antes e depois do choque

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\mathrm{Ma}_1\sqrt{1 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)/2}}{\mathrm{Ma}_2\sqrt{1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2}} \tag{17–37}$$

A Eq. 17–37 é uma combinação entre as equações de conservação da massa e da energia. Assim, ela também é a equação da linha de Fanno para um gás ideal com calores específicos. Uma relação semelhante para a linha de Rayleigh pode ser obtida combinando as equações da conservação de massa e da quantidade de movimento. Da Eq. 17–32,

$$P_1 - P_2 = \frac{\dot{m}}{A}(V_2 - V_1) = \rho_2 V_2^2 - \rho_1 V_1^2$$

Entretanto,

$$\rho V^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\mathrm{Ma}c)^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\mathrm{Ma}\sqrt{kRT})^2 = Pk\mathrm{Ma}^2$$

Assim,

$$P_1(1 + k\mathrm{Ma}_1^2) = P_2(1 + k\mathrm{Ma}_2^2)$$

ou

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\mathrm{Ma}_1^2}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2} \tag{17–38}$$

Combinando as Eqs. 17–37 e 17–38, temos

$$\mathrm{Ma}_2^2 = \frac{\mathrm{Ma}_1^2 + 2/(k-1)}{2\mathrm{Ma}_1^2 k/(k-1) - 1} \tag{17–39}$$

Isso representa as intersecções das linhas de Fanno e Rayleigh, e relaciona o número de Mach a montante do choque com aquele a jusante do choque.

A ocorrência de ondas de choque não se limita aos bocais supersônicos. Esse fenômeno também é observado na entrada do motor de um avião supersônico, onde o ar passa através de um choque e desacelera até velocidades subsônicas antes de entrar no difusor do motor (Fig. 17–33). As explosões também produzem poderosos choques normais esféricos de expansão, os quais podem ser bastante destrutivos (Fig. 17–34).

As diversas razões entre propriedades do escoamento através do choque estão relacionadas na Tab. A–33 considerando um gás ideal com $k = 1{,}4$. A inspeção dessa tabela revela que Ma_2 (o número de Mach após o choque) sempre é menor do que 1, e que quanto maior for o número de Mach supersônico antes do choque, menor será o número de Mach subsônico após o choque. Da mesma forma, vemos que a pressão estática, a temperatura e a densidade aumentam após o choque, enquanto a pressão de estagnação diminui.

A variação da entropia através do choque é obtida pela aplicação da equação de variação da entropia de um gás ideal através do choque:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{17–40}$$

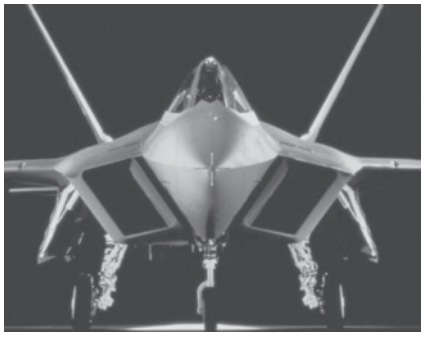


FIGURA 17–33 A entrada de ar do caça supersônico é projetada de tal forma que uma onda de choque na entrada desacelera o ar para velocidades subsônicas, aumentando a pressão e a temperatura do ar antes que ele entre no motor.

© *Getty RF.*

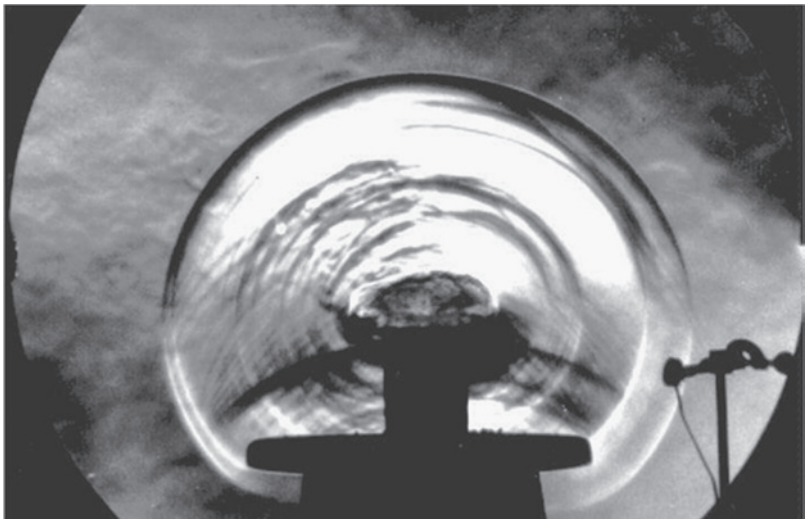


FIGURA 17–34 A imagem schlieren da onda provocada por uma explosão (choque normal esférico de expansão) produzida pela detonação de um explosivo dentro de uma vasilha metálica sobre uma bancada. O choque expande-se radialmente para fora em todas as direções a uma velocidade supersônica que decresce com o raio a partir do centro da explosão. O microfone no canto inferior direito detecta a rápida mudança na pressão causada pela passagem da onda de choque e dispara o *flash* que captura a fotografia.
Foto de G. S. Settles, Penn State University. Usada com permissão.

equação que pode ser expressa em relação a k, R e Ma_1 usando as relações desenvolvidas anteriormente nesta seção. Uma representação não dimensional da variação de entropia através do choque normal $(s_2 - s_1)/R$ *versus* Ma_1 é mostrada na Fig. 17–35. Como o escoamento através do choque é adiabático e irreversível, a segunda lei exige que a entropia aumente através da onda de choque. Assim, uma onda de choque não pode existir para os valores de Ma_1 menores do que a unidade, nos quais a variação da entropia seria negativa. Para os escoamentos adiabáticos, as ondas de choque podem existir apenas para os escoamentos supersônicos $\text{Ma}_1 > 1$.

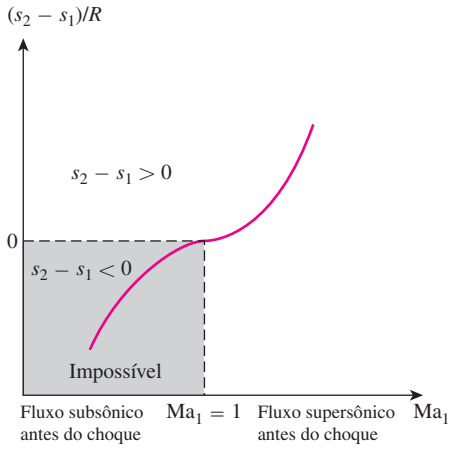


FIGURA 17–35 A variação da entropia através do choque normal.

EXEMPLO 17–8 O ponto de entropia máxima da linha de Fanno

Mostre que o ponto de entropia máxima na linha de Fanno (ponto b da Fig. 17–31) para o escoamento permanente adiabático de um fluido em um duto corresponde à velocidade sônica $\text{Ma} = 1$.

SOLUÇÃO Demonstrar que o ponto de entropia máxima da linha de Fanno para o escoamento adiabático permanente corresponde à velocidade sônica.

Hipótese O escoamento é permanente, adiabático e unidimensional.

Análise Na falta de interações de calor e trabalho e de variações de energia potencial, a equação da energia de escoamento permanente se reduz a

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

A diferenciação resulta em

$$dh + V\,dV = 0$$

(*continua*)

(*continuação*)

Para um choque de pequena espessura a variação da área do duto é desprezível através do choque, e a equação da continuidade do escoamento permanente (conservação da massa) pode ser expressa como

$$\rho V = \text{constante}$$

Fazendo a diferenciação, obtemos

$$\rho\, dV + V\, d\rho = 0$$

Isolando dV, temos

$$dV = -V\,\frac{d\rho}{\rho}$$

Substituindo os termos na equação da energia, temos

$$dh - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0$$

ou seja, a equação da linha de Fanno na forma diferencial. No ponto a (o ponto de entropia máxima), $ds = 0$. Assim, da segunda relação $T\,ds$ ($T\,ds = dh - v\,dP$), temos $dh = v\,dP = dP/\rho$. Substituindo, temos

$$\frac{dP}{\rho} - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0 \qquad (s = \text{constante})$$

Resolvendo para V, temos

$$V = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2}$$

que é a expressão para a velocidade do som, Eq. 17–9. Deste modo, a prova é concluída.

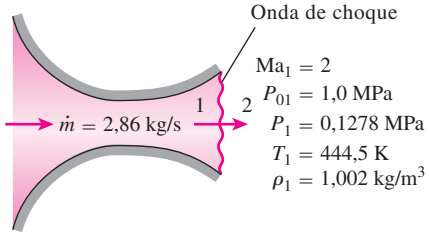


FIGURA 17–36 Esquema para o Exemplo 17–9.

EXEMPLO 17–9 Onda de choque em um bocal convergente-divergente

Se o ar que escoa através do bocal convergente-divergente do Exemplo 17–7 passa por uma onda de choque normal no plano de saída do bocal (Fig. 17–36), determine, considerando a seção após o choque: (*a*) a pressão de estagnação, a pressão estática, a temperatura estática e a densidade estática; (*b*) a variação da entropia através do choque; (*c*) a velocidade de saída e (*d*) a vazão mássica através do bocal. Vamos admitir que o escoamento é permanente, unidimensional e isentrópico com $k = 1{,}4$, da entrada do bocal até o local do choque.

SOLUÇÃO O ar que escoa através de um bocal convergente-divergente passa por um choque normal na saída. O efeito da onda de choque sobre as diversas propriedades deve ser determinado.

Hipóteses **1** O ar é um gás ideal com calores específicos constantes à temperatura ambiente. **2** O escoamento através do bocal é permanente, unidimensional e isentrópico antes do choque ocorrer. **3** A onda de choque ocorre no plano de saída.

Propriedades O calor específico à pressão constante e a razão entre calores específicos do ar são $c_p = 1{,}005$ kJ/kg · K e $k = 1{,}4$ respectivamente. A constante de gás do ar é 0,287 kJ/kg · K (Tab. A–2*a*).

Análise (*a*) As propriedades do fluido na saída do bocal imediatamente antes do choque (indicado pelo subscrito 1) são aquelas avaliadas no Exemplo 17–7 na saída do bocal como

$$P_{01} = 1{,}0 \text{ MPa} \quad P_1 = 0{,}1278 \text{ MPa} \quad T_1 = 444{,}5 \text{ K} \quad \rho_1 = 1{,}002 \text{ kg/m}^3$$

As propriedades do fluido após o choque (indicados pelo subscrito 2) estão relacionadas àquelas anteriores ao choque através das funções listadas na Tab. A–33. Para $\text{Ma}_1 = 2{,}0$, temos

$$\text{Ma}_2 = 0{,}5774 \quad \frac{P_{02}}{P_{01}} = 0{,}7209 \quad \frac{P_2}{P_1} = 4{,}5000 \quad \frac{T_2}{T_1} = 1{,}6875 \quad \frac{\rho_2}{\rho_1} = 2{,}6667$$

Em seguida, a pressão de estagnação P_{02}, a pressão estática P_2, a temperatura estática T_2 e a densidade estática ρ_2 após o choque são

$$P_{02} = 0{,}7209P_{01} = (0{,}7209)(1{,}0 \text{ MPa}) = \mathbf{0{,}721 \text{ MPa}}$$

$$P_2 = 4{,}5000P_1 = (4{,}5000)(0{,}1278 \text{ MPa}) = \mathbf{0{,}575 \text{ MPa}}$$

$$T_2 = 1{,}6875T_1 = (1{,}6875)(444{,}5 \text{ K}) = \mathbf{750 \text{ K}}$$

$$\rho_2 = 2{,}6667\rho_1 = (2{,}6667)(1{,}002 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{2{,}67 \text{ kg/m}^3}$$

(*b*) A variação da entropia através do choque é

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1{,}005 \text{ kJ/kg·K}) \ln(1{,}6875) - (0{,}287 \text{ kJ/kg·K}) \ln(4{,}5000) \\ &= \mathbf{0{,}0942 \text{ kJ/kg·K}} \end{aligned}$$

Assim, a entropia do ar aumenta à medida que ele passa por um choque normal, uma vez que esse é um processo altamente irreversível.

(*c*) A velocidade do ar após o choque pode ser determinada por $V_2 = \text{Ma}_2 c_2$, onde c_2 é a velocidade do som às condições de saída após o choque:

$$\begin{aligned} V_2 &= \text{Ma}_2 c_2 = \text{Ma}_2 \sqrt{kRT_2} \\ &= (0{,}5774) \sqrt{(1{,}4)(0{,}287 \text{ kJ/kg·K})(750 \text{ K}) \left(\frac{1.000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}} \right)} \\ &= \mathbf{317 \text{ m/s}} \end{aligned}$$

(*d*) A vazão mássica através de um bocal convergente-divergente com condições sônicas na garganta não é afetada pela presença das ondas de choque no bocal. Portanto, a taxa de escoamento de massa neste caso é igual àquela determinada no Exemplo 17–7:

$$\dot{m} = \mathbf{2{,}86 \text{ kg/s}}$$

Discussão Este resultado pode ser facilmente verificado, usando valores de propriedade na saída do bocal após o choque para todos os números de Mach significativamente maiores do que a unidade.

O Exemplo 17–9 ilustra que a pressão de estagnação e a velocidade diminuem enquanto a pressão estática, a temperatura, a densidade e a entropia aumentam através do choque (Fig. 17–37). A elevação da temperatura do fluido a jusante de uma onda de choque é uma das grandes preocupações da engenharia aeroespacial, porque ela cria problemas de transferência de calor sobre os bordos de ataque das asas e cones do nariz de veículos especiais na reentrada na atmosfera e nos modelos de aviões espaciais hipersônicos propostos recentemente. Na verdade, o superaquecimento levou à trágica perda do ônibus espacial *Columbia* em fevereiro de 2003 durante a reentrada na atmosfera terrestre.

FIGURA 17–37 Quando um domador de leões estala seu chicote, uma onda de choque fraca esférica forma-se perto da ponta e propaga-se radialmente; a pressão no interior da onda de choque em expansão é maior do que a pressão do ar ambiente, e isso causa o estalo quando a onda de choque atinge a orelha do leão.

© *Getty RF.*

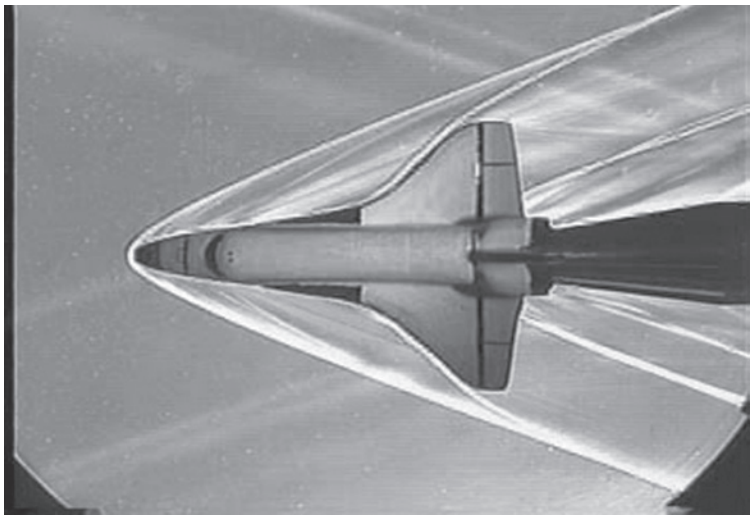


FIGURA 17–38 Imagem schlieren de um pequeno modelo do ônibus espacial *Orbiter* sendo testado em Mach 3, no túnel de vento supersônico do Laboratório de Dinâmica dos Gases da Penn State University. Vários *choques oblíquos* são vistos no ar ao redor da nave espacial.

Foto de G. S. Settles, Penn State Universiy. Impressa com permissão.

Choques oblíquos

Nem todas as ondas de choque são choques normais (perpendiculares à direção do escoamento). Por exemplo, quando uma nave espacial viaja a velocidades supersônicas através da atmosfera, ela produz um padrão de choque complicado que consiste em ondas de choque inclinadas chamadas **choques oblíquos** (Fig. 17–38). Como você pode ver, algumas partes de um choque oblíquo são curvas, enquanto outras partes são retas.

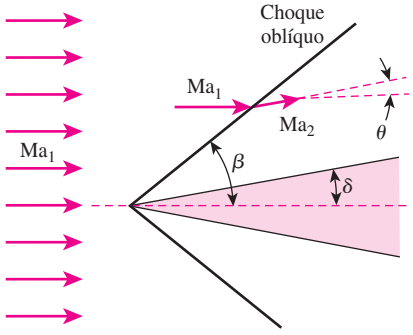


FIGURA 17–39 Um choque oblíquo de *ângulo de choque* β formado por uma cunha delgada e bidimensional de semiângulo δ. O escoamento é girado com o *ângulo de deflexão* θ a jusante do choque, e assim o número de Mach diminui.

Em primeiro lugar, consideremos os choques oblíquos retos como aqueles produzidos quando um escoamento supersônico uniforme ($Ma_1 > 1$) é imposto sobre uma cunha delgada e bidimensional em semiângulo δ (Fig. 17–39). Como as informações sobre a cunha não podem viajar a montante em um escoamento supersônico, o fluido não "sabe" nada sobre a cunha até atingir o nariz. Nesse ponto, como o fluido não pode escoar *através* da cunha, ele deflete de um ângulo chamado **ângulo de viragem** ou **ângulo de deflexão** θ. O resultado é uma onda de choque oblíqua, reta, inclinada em relação à direção da velocidade do fluido, formando um **ângulo de choque** ou **ângulo de onda** β (Fig. 17–40). Para conservar a massa, β obviamente deve ser maior do que δ. Como o número de Reynolds para os escoamentos supersônicos geralmente é grande, a camada limite que cresce ao longo da cunha é muito fina, e por isso ignoramos seus efeitos. O escoamento, portanto, deflete o mesmo ângulo da cunha, ou seja, o ângulo de deflexão θ é igual ao semiângulo da cunha δ. Se levarmos em conta o efeito da espessura do deslocamento da camada limite, o ângulo de deflexão θ do choque oblíquo é ligeiramente maior do que o semiângulo δ da cunha.

Assim como os choques normais, o número de Mach diminui através de um choque oblíquo, e os choques oblíquos são possíveis apenas se o escoamento a montante for supersônico. Entretanto, ao contrário dos choques normais, nos quais o número de Mach a jusante sempre é subsônico, Ma_2 a jusante de um choque oblíquo pode ser subsônico, sônico ou supersônico, dependendo do número de Mach a montante (Ma_1) e do ângulo de deflexão.

Analisemos um choque oblíquo reto na Fig. 17–40 decompondo os vetores de velocidade a montante e a jusante do choque nas componentes normal e tangen-

cial, e considerando um volume de controle pequeno ao redor do choque. A montante do choque todas as propriedades do fluido (velocidade, densidade, pressão, etc.) ao longo da face esquerda inferior do volume de controle são idênticas àquelas ao longo da face direita superior. O mesmo vale para a montante do choque. Assim, as taxas de escoamento de massa que entram e saem daquelas duas faces cancelam umas às outras, e a conservação de massa se reduz a

$$\rho_1 V_{1,n} A = \rho_2 V_{2,n} A \rightarrow \rho_1 V_{1,n} = \rho_2 V_{2,n} \qquad \textbf{(17–41)}$$

onde A é a área da superfície de controle que é paralela ao choque. Como A é igual em ambos os lados do choque, foi cancelada na Eq. 17–41.

Como seria de se esperar, o componente tangencial da velocidade (paralelo ao choque oblíquo) não varia através do choque (ou seja, $V_{1,t} = V_{2,t}$). Isso é provado facilmente pela aplicação da equação da quantidade de movimento tangencial ao volume de controle.

Quando aplicamos a conservação da quantidade de movimento na direção *normal* ao choque oblíquo, as únicas forças são as forças da pressão, e obtemos

$$P_1 A - P_2 A = \rho V_{2,n} A V_{2,n} - \rho V_{1,n} A V_{1,n} \rightarrow P_1 - P_2 = \rho_2 V_{2,n}^2 - \rho_1 V_{1,n}^2 \qquad \textbf{(17–42)}$$

Finalmente, como não há trabalho realizado pelo volume de controle e nenhuma transferência de calor para dentro ou para fora do volume de controle, a entalpia de estagnação *não* varia através de um choque oblíquo, e o resultado da conservação da energia é

$$h_{01} = h_{02} = h_0 \rightarrow h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 + \frac{1}{2}V_{1,t}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 + \frac{1}{2}V_{2,t}^2$$

Mas como $V_{1,t} = V_{2,t}$, essa equação se reduz a

$$h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 \qquad \textbf{(17–43)}$$

Uma comparação cuidadosa revela que as equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia (Eqs. 17–41 a 17–43) através de um choque oblíquo são idênticas àquelas de um choque normal, exceto por serem expressas apenas em relação ao componente *normal* da velocidade. Assim, as relações de choque normais derivadas anteriormente aplicam-se aos choques oblíquos também, mas devem ser expressas pelos números de Mach $\mathrm{Ma}_{1,n}$ e $\mathrm{Ma}_{2,n}$ normais ao choque oblíquo.

Isso pode ser melhor visualizado girando os vetores de velocidade da Fig. 17–40 até um ângulo $\pi/2 - \beta$, para que o choque oblíquo pareça estar na vertical (Fig. 17–41). Pela trigonometria, temos

$$\mathrm{Ma}_{1,n} = \mathrm{Ma}_1 \operatorname{sen}\beta \quad \text{e} \quad \mathrm{Ma}_{2,n} = \mathrm{Ma}_2 \operatorname{sen}(\beta - \theta) \qquad \textbf{(17–44)}$$

onde $\mathrm{Ma}_{1,n} = V_{1,n}/c_1$ e $\mathrm{Ma}_{2,n} = V_{2,n}/c_2$. Sob o ponto de vista da Fig. 17–42, vemos aquilo que se parece com um choque normal, mas com algum escoamento tangencial superposto "acompanhando". Assim,

Todas as equações, tabelas de choque e outras informações para os choques normais se aplicam também aos choques oblíquos, desde que usemos apenas os componentes normais do número de Mach.

Na verdade, você pode imaginar os choques normais como choques oblíquos especiais nos quais o ângulo de choque $\beta = \pi/2$ ou 90°. Reconhecemos imediatamente que um choque oblíquo pode existir apenas se $\mathrm{Ma}_{1,n} > 1$ e $\mathrm{Ma}_{2,n} < 1$. As equações do choque normal que são adequadas para os choques oblíquos de um gás ideal são resumidas na Fig. 17–42 e expressas por $\mathrm{Ma}_{1,n}$.

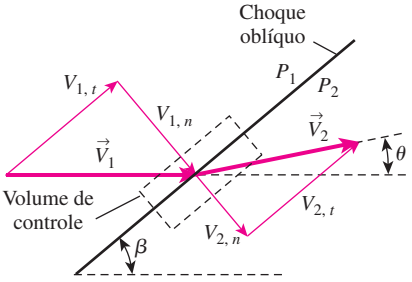


FIGURA 17–40 Os vetores de velocidade através de um choque oblíquo com ângulo de choque β e ângulo de deflexão θ.

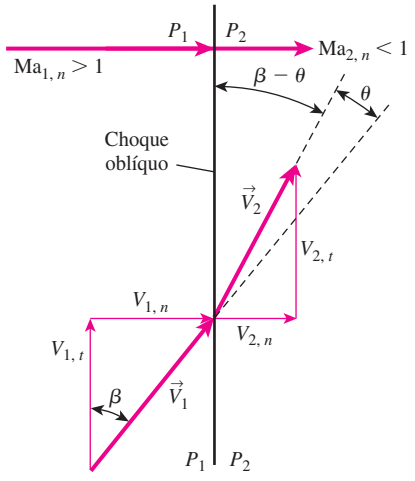


FIGURA 17–41 Os mesmos vetores de velocidade da Fig. 17–40, mas rotacionados de um ângulo $\pi/2 - \beta$, deixando o choque oblíquo na posição vertical. Os números de Mach normais $\mathrm{Ma}_{1,n}$ e $\mathrm{Ma}_{2,n}$ também são definidos.

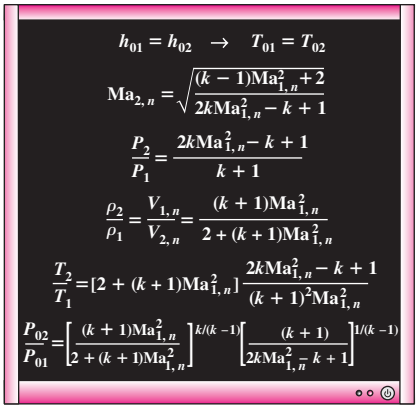

$h_{01} = h_{02} \rightarrow T_{01} = T_{02}$
$\mathrm{Ma}_{2,n} = \sqrt{\frac{(k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}}$
$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{k+1}$
$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_{1,n}}{V_{2,n}} = \frac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$
$\frac{T_2}{T_1} = [2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2]\frac{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{(k+1)^2\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$
$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\frac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}\right]^{k/(k-1)}\left[\frac{(k+1)}{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}\right]^{1/(k-1)}$

FIGURA 17–42 Relações através de um choque oblíquo para um gás ideal expressas pelo componente normal do número de Mach a montante ($\mathrm{Ma}_{1,n}$).

Para o ângulo de choque β e o número de Mach Ma_1 a montante conhecidos, usamos a primeira parte da Eq. 17–44 para calcular $\mathrm{Ma}_{1,n}$ e, em seguida, usamos as tabelas de choque normais (ou suas equações correspondentes) para obter $\mathrm{Ma}_{2,n}$. Se também soubéssemos o ângulo de deflexão θ poderíamos calcular Ma_2 com a segunda parte da Eq. 17–44, mas em uma aplicação típica sabemos β ou θ, e não ambos. Felizmente, um pouco mais de álgebra nos oferece uma relação entre θ, β e Ma_1.

Começamos notando que $\mathrm{tg}\ \beta = V_{1,n}/V_{1,t}$ e que $\mathrm{tg}\ (\beta - \theta) = V_{2,n}/V_{2,t}$ (Fig. 17–41).

Mas como $V_{1,t} = V_{2,t}$, combinamos essas duas expressões para termos

$$\frac{V_{2,n}}{V_{1,n}} = \frac{\mathrm{tg}\ (\beta - \theta)}{\mathrm{tg}\ \beta} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2\ \mathrm{sen}^2\ \beta}{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2\ \mathrm{sen}^2\ \beta} \qquad \textbf{(17–45)}$$

onde também usamos a Eq. 17–44 e a quarta equação da Fig. 17–42.

Aplicamos as identidades trigonométricas para $\cos 2\beta$ e $\mathrm{tg}\ (\beta - \theta)$, a saber,

$$\cos 2\beta = \cos^2 \beta - \mathrm{sen}^2\ \beta \quad \text{e} \quad \mathrm{tg}\,(\beta - \theta) = \frac{\mathrm{tg}\ \beta - \mathrm{tg}\ \theta}{1 + \mathrm{tg}\ \beta\ \mathrm{tg}\ \theta}$$

Calculando, a Eq. 17–45 se reduz a

$$\textit{Relação entre } \theta, \beta \text{ e Ma: } \mathrm{tg}\,\theta = \frac{2\cos\beta(\mathrm{Ma}_1^2\ \mathrm{sen}^2\ \beta - 1)}{\mathrm{Ma}_1^2(k + \cos 2\beta) + 2} \qquad \textbf{(17–46)}$$

A Eq. 17–46 oferece o ângulo de deflexão θ como uma função exclusiva do ângulo de choque β, da razão entre os calores específicos k e do número de Mach a montante Ma_1. Para o ar ($k = 1{,}4$), fazemos o diagrama θ *versus* β para diversos valores de Ma_1 na Fig. 17–43. Observamos que esse diagrama quase sempre é apresentado com os eixos invertidos (β *versus* θ) nos livros sobre escoamento compressível, uma vez que, fisicamente, o ângulo de choque β é determinado pelo ângulo de deflexão θ.

Pode-se aprender muita coisa estudando a Fig. 17–43. Vejamos algumas observações a seguir:

- A Fig. 17–43 exibe a variedade completa de possíveis ondas de choque, da mais fraca para a mais forte, para determinado número de Mach de corrente livre. Para um valor qualquer do número de Mach (Ma_1) maior do que 1, os valores possíveis de θ variam de $\theta = 0°$ para algum valor β entre 0 e 90° até um valor máximo $\theta = \theta_{max}$ para um valor intermediário de β e, em seguida, voltam a $\theta = 0°$ a $\beta = 90°$. Os choques oblíquos retos para θ ou β fora desse intervalo *não podem existir* e *não existem*. Em $\mathrm{Ma}_1 = 1{,}5$, por exemplo, os choques oblíquos retos não podem existir no ar com o ângulo de choque β menor do que cerca de 42°, nem com o ângulo de deflexão θ maior do que aproximadamente 12°. Se o semiângulo da cunha for maior do que θ_{max}, o choque torna-se curvo e se destaca do nariz da cunha, formando aquilo que chamamos de **choque oblíquo destacado** ou **onda de proa** (Fig. 17–44). O ângulo de choque β do choque destacado é 90° no nariz, mas β diminui à medida que o choque se curva a jusante. É muito mais complicado analisar os choques destacados do que os choques oblíquos retos simples. Na verdade, não existem soluções simples, e a previsão dos choques destacados exige métodos computacionais.
- Um comportamento similar de choque oblíquo é observado no *escoamento com simetrial axial (ou axissimétricos)* sobre cones, como mostra a Fig. 17–45, embora a relação entre θ-β-Ma para os escoamentos com simetria axial seja diferente daquele da Eq. 17–46.

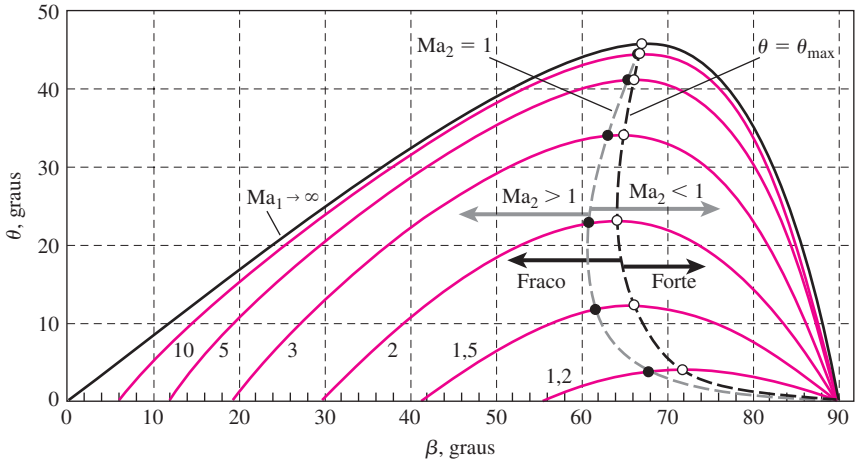


FIGURA 17–43 A dependência do ângulo de deflexão de choque oblíquo reto θ sobre o ângulo de choque β para diversos valores do número de Mach a montante Ma_1. Os cálculos se referem a um gás ideal com $k = 1{,}4$. A linha preta tracejada conecta os pontos do ângulo de deflexão máxima ($\theta = \theta_{max}$). *Choques oblíquos fracos* estão à esquerda dessa linha, enquanto os *choques oblíquos fortes* estão à direita da linha. A linha tracejada cinza liga os pontos onde o número de Mach a jusante é *sônico* ($Ma_2 = 1$). *O escoamento supersônico a jusante* ($Ma_2 > 1$) está à esquerda dessa linha, e o *escoamento subsônico a jusante* ($Ma_2 < 1$) está à direita dela.

- Quando o escoamento supersônico atinge um corpo rombudo – um corpo *sem* um nariz com ponta afiada –, o semiângulo da cunha no nariz δ é 90°, e não pode existir um choque oblíquo colado. Na verdade, um choque oblíquo destacado ocorre na frente de *todos* esses corpos com nariz rombudo, sejam eles bidimensionais, axissimétricos ou totalmente tridimensionais. Exemplos de choque oblíquo destacado podem ser vistos na frente do modelo da nave espacial da Fig. 17–38 e na frente da esfera na Fig. 17–46.
- Embora θ seja uma função exclusiva de Ma_1 e de β para determinado valor de k, existem *dois* valores possíveis de β para $\theta < \theta_{max}$. A linha preta tracejada da Fig. 17–43 é o lugar geométrico dos valores θ_{max}, dividindo os choques em **choques oblíquos fracos** (menores valores de β) e **choques oblíquos fortes** (maiores valores de β). A determinado valor de θ, o choque fraco é mais comum e "preferido" pelo escoamento, a menos que as condições de pressão a jusante sejam suficientemente altas para a formação de um choque forte.
- Para determinado número de Mach a montante M_{a1}, existe um único valor de θ igual a 1,0 para o qual o número de Mach a jusante Ma_2 é exatamente igual a 1,0. A linha cinza tracejada da Fig. 17–43 é o lugar geométrico dos valores onde $Ma_2 = 1$. À esquerda dessa linha, $Ma_2 > 1$, e à direita dessa linha, $Ma_2 < 1$. As condições sônicas a jusante ocorrem no lado do choque fraco do diagrama, com θ muito próximo de θ_{max}. Assim, o escoamento a jusante de um choque oblíquo forte *sempre* é *subsônico* ($Ma_2 < 1$). O escoamento a jusante de um choque oblíquo fraco permanece *supersônico*, exceto por um intervalo estreito de θ abaixo de θ_{max}, onde ele é subsônico, embora ainda seja chamado de choque oblíquo fraco.
- À medida que o número de Mach a montante se aproxima do infinito, os choques oblíquos retos tornam-se possíveis para qualquer β entre 0 e 90°, mas o ângulo máximo possível de deflexão para $k = 1{,}4$ (ar) é $\theta_{max} \cong 45{,}6°$, e ocorre a $\beta = 67{,}8°$. Os choques oblíquos retos com ângulos de deflexão acima do valor de θ_{max} não são possíveis, independentemente do número de Mach.

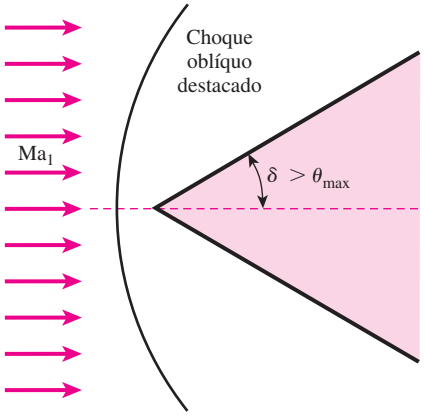


FIGURA 17–44 Um *choque oblíquo* destacado ocorre a montante de uma cunha bidimensional de semiângulo δ quando δ é maior do que o ângulo θ máximo de deflexão. Um choque desse tipo é chamado de *onda de proa*, por causa de sua semelhança com a onda de água que se forma na proa de uma embarcação.

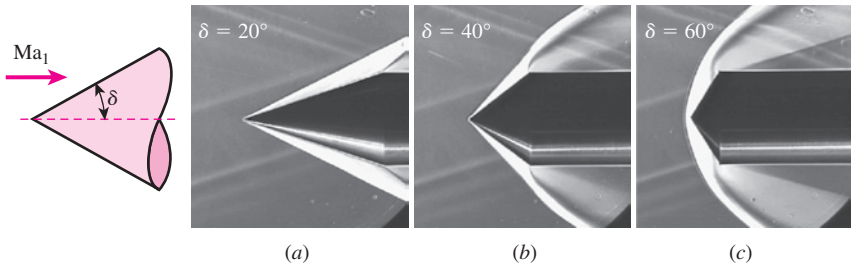


FIGURA 17–45 Fotos extraídas de uma videografia de schlieren ilustrando o destacamento de um choque oblíquo de um cone com o aumento de semiângulo δ do cone no ar a Mach 3. A (*a*) $\delta = 20°$ e (*b*) $\delta = 40°$ o choque oblíquo permanece colado, mas a (*c*) $\delta = 60°$, o choque oblíquo se destaca do cone formando a onda de proa.

Fotos de G. S. Settles, Penn State University. Usada com permissão.

- Para determinado valor do número de Mach a montante, existem dois ângulos de choque nos quais *não há deflexão do escoamento* ($\theta = 0°$): o caso forte, $\beta = 90°$, corresponde a um *choque normal,* e o caso fraco, $\beta = \beta_{min}$, representa o choque oblíquo mais fraco possível naquele número de Mach, e é chamado de **onda de Mach**. As ondas de Mach são causadas, por exemplo, por não uniformidades muito pequenas nas paredes de um túnel de vento supersônico (várias delas podem ser vistas nas Figs. 17–38 e 17–45). As ondas de Mach não têm efeito sobre o escoamento, uma vez que o choque é tão fraco que tende a desaparecer; na verdade, podem até ser consideradas *isentrópicas*. O ângulo de choque das ondas de Mach é uma função exclusiva do número de Mach, e recebe o símbolo μ, que não deve ser confundido com o coeficiente de viscosidade. O ângulo μ é chamado de **ângulo de Mach**, determinado quando se iguala θ a zero na Eq. 17–46, solucionando $\beta = \mu$ e tomando a menor raiz. Obtemos

$$\textit{Ângulo de Mach:} \qquad \mu = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_1) \qquad \textbf{(17–47)}$$

Como a razão entre os calores específicos aparece apenas no denominador da Eq. 17–46, μ é independente de k. Assim, podemos estimar o número de Mach de qualquer escoamento supersônico simplesmente medindo o ângulo de Mach e aplicando a Eq. 17–47.

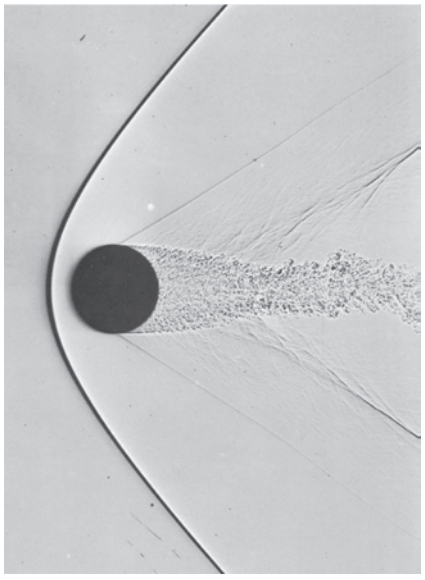


FIGURA 17–46 O gráfico por sombras de uma esfera de meia polegada de diâmetro em voo livre através do ar a Ma = 1,53. O escoamento é subsônico atrás da onda de proa que está à frente da esfera e também sobre sua superfície – a cerca de 45°. A 90° aproximadamente, a camada limite laminar se separa através de uma onda de choque oblíqua e rapidamente se torna turbulenta. A onda flutuante gera um sistema de pertubações fracas que se combinam em uma segunda onda de choque de "recompressão".

Foto de A. C. Charters, Laboratório de Pesquisa de Balística do Exército norte-americano.

Ondas de expansão de Prandtl–Meyer

Agora trataremos das situações nas quais o escoamento supersônico é girado na direção *oposta*, como na parte superior de uma cunha bidimensional a um ângulo de ataque maior do que seu semiângulo δ (Fig. 17–47). Chamamos esse tipo de escoamento de **escoamento de expansão**, enquanto um escoamento que produz um choque oblíquo pode ser chamado de **escoamento de compressão**. Como anteriormente, o escoamento muda de direção para conservar a massa. Entretanto, ao contrário de um escoamento de compressão, um escoamento em expansão *não* resulta em uma onda de choque. Em vez disso, uma região em expansão contínua aparece, composta de um número infinito de ondas de Mach chamadas de **ondas de expansão de Prandtl–Meyer**. Em outras palavras, o escoamento não gira repentinamente, como se fosse por um choque, mas sim *gradualmente* – cada onda sucessiva de Mach gira o escoamento por uma quantidade infinitesimal. Como cada onda de expansão individual é isentrópica, o escoamento através de toda a região de expansão também é isentrópico. O número de Mach a jusante da expansão *aumenta* ($\text{Ma}_2 > \text{Ma}_1$), enquanto a pressão, densidade e temperatura *diminuem*, assim como na parte supersônica (em expansão) de um bocal convergente-divergente.

As ondas de expansão de Prandtl–Meyer são inclinadas no ângulo local de Mach μ representado na Fig. 17–47. O ângulo de Mach da primeira onda de expansão é determinado facilmente como $\mu_1 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_1)$. De forma semelhante, $\mu_2 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_2)$, mas devemos tomar cuidado ao medir o ângulo relativo à *nova* direção do escoamento a jusante da expansão – a saber, paralelo à parede superior da cunha da Fig. 17–47 – se desprezarmos a influência da camada limite ao longo da parede. E como determinamos Ma_2? O ângulo de deflexão θ através da região de expansão pode ser calculado por integração, utilizando as relações de escoamento isentrópico. Para um gás ideal (segundo Anderson, 2003), o resultado

Ângulo de deflexão através da região de expansão:
$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \quad \textbf{(17–48)}$$

onde $\nu(\text{Ma})$ é um ângulo chamado de **função de Prandtl–Meyer** (não confundir com a viscosidade cinemática)

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\,\text{tg}^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}(\text{Ma}^2-1)}\right] - \text{tg}^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right) \quad \textbf{(17–49)}$$

Observe que $\nu(\text{Ma})$ é um ângulo e pode ser calculado em graus ou radianos. Fisicamente, $\nu(\text{Ma})$ é o ângulo pelo qual o escoamento deve se expandir, começando com $\nu = 0$ a $\text{Ma} = 1$, para atingir um número de Mach supersônico $\text{Ma} > 1$.

Para encontrar Ma_2 para valores conhecidos de Ma_1, k e θ, calculamos $\nu(\text{Ma}_1)$ pela Eq. 17–49, $\nu(\text{Ma}_2)$ pela Eq. 17–48 e, em seguida, Ma_2 pela Eq. 17–49, observando que a última etapa envolve a solução de uma equação implícita para Ma_2. Como não há transferência de calor ou trabalho e o escoamento é isentrópico através da expansão, T_0 e P_0 permanecem constantes; assim, utilizamos as relações de escoamento isentrópico derivadas anteriormente para calcular outras propriedades de escoamento a jusante da expansão, como T_2, ρ_2 e P_2.

A região de expansão de Prandtl–Meyer também ocorre nos escoamentos supersônicos axissimétricos, como nos cantos e bordos de fuga de um cone-cilindro (Fig. 17–48). Algumas interações, bastante complexas (alguns as consideram também muito bonitas), envolvem tanto as ondas de choque como as ondas de expansão, e ocorrem no jato supersônico produzido por um bocal "superexpandido", como na Fig. 17–49. A análise de tais escoamentos está além do escopo deste texto; os leitores interessados devem consultar livros sobre escoamento compressível, como Thompson (1972) e Anderson (2003).

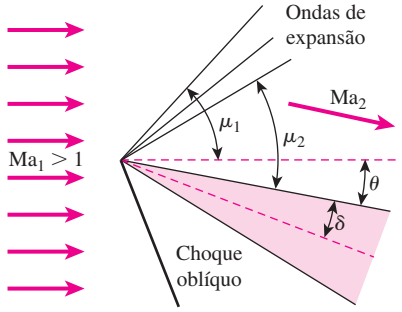


FIGURA 17–47 Região de expansão na parte superior do escoamento formada por uma cunha bidimensional com ângulo de ataque de um escoamento supersônico. O escoamento é desviado de um ângulo θ, e o número de Mach aumenta através da região de expansão. Os ângulos de Mach a montante e a jusante da região de expansão são indicados. Para simplificar, somente três ondas de expansão são mostradas na figura, mas há um número infinito delas (uma onda de choque oblíqua está presente na parte inferior do escoamento).

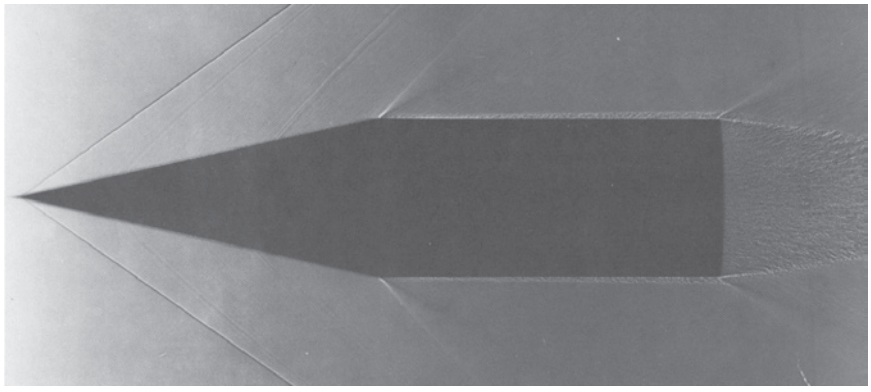


FIGURA 17–48 Um cone-cilindro com um semiângulo de 12,5° em um escoamento com número de Mach 1,84. A camada limite torna-se turbulenta logo a jusante do nariz, gerando ondas de Mach que são visíveis neste gráfico de sombras. As ondas de expansão são vistas nos cantos e nos bordos de fuga.

Foto de A. C. Charters, Laboratório de Pesquisa de Balística do Exército norte-americano.

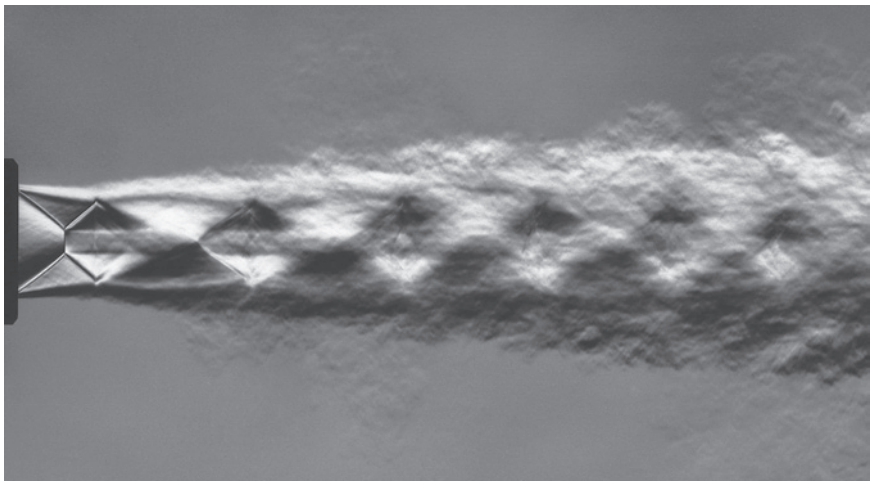


FIGURA 17–49 As interações complexas entre as ondas de choque e as ondas de expansão em um jato supersônico "superexpandido". O escoamento é visualizado por um interferograma diferencial do tipo schlieren.

Foto de H. Oertel sen. Reproduzida por cortesia do Instituto de Pesquisa Franco-Germânico de Saint-Louis (ISL). Usada com permissão.

EXEMPLO 17–10 Estimativa do número de Mach pelas linhas de Mach

Calcule o número de Mach do escoamento de corrente livre a montante do ônibus espacial da Fig. 17–38 considerando somente a figura. Compare com o valor conhecido do número de Mach fornecido na legenda da figura.

SOLUÇÃO Devemos estimar o número de Mach a partir da figura e compará-lo com o valor conhecido.

Análise Usando um transferidor, medimos o ângulo das linhas de Mach no escoamento de corrente livre: $\mu \cong 19°$. O número de Mach é obtido com a Eq. 17–47,

$$\mu = \text{sen}^{-1}\left(\frac{1}{\text{Ma}_1}\right) \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \frac{1}{\text{sen } 19°} \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \mathbf{3{,}07}$$

Nosso número de Mach estimado coincide com o valor experimental de 3,0 ± 0,1.

Discussão O resultado não depende das propriedades do fluido.

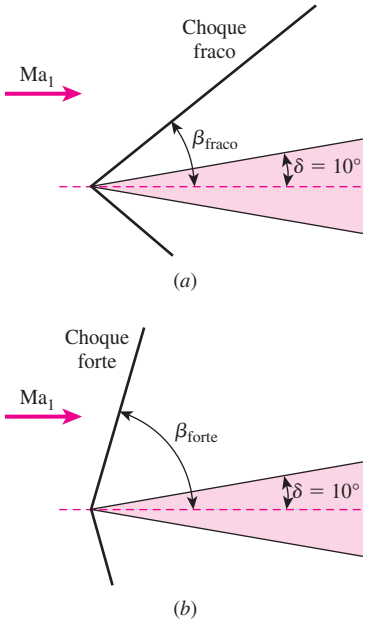


FIGURA 17–50 Dois ângulos de choque oblíquo possíveis, (*a*) β_{fraco} e (*b*) β_{forte}, formados por uma cunha bidimensional de semiângulo $\delta = 10°$.

EXEMPLO 17–11 Cálculos de choque oblíquo

Um escoamento de ar supersônico a $\text{Ma}_1 = 2{,}0$ e 75,0 kPa incide em uma cunha bidimensional de semiângulo $\delta = 10°$ (Fig. 17–50). Calcule os dois ângulos de choque oblíquo possíveis, (β_{fraco} e β_{forte}) que poderiam ser formados por essa cunha. Para cada caso, calcule a pressão e o número de Mach a jusante do choque oblíquo, compare e discuta os resultados.

SOLUÇÃO Devemos calcular o ângulo de choque, o número de Mach e a pressão a jusante dos choques oblíquos fraco e forte formados por uma cunha bidimensional.

Hipóteses **1** O escoamento é estável. **2** A camada limite na cunha é muito fina.

Propriedades O fluido é o ar com $k = 1{,}4$.

Análise A partir da hipótese 2, podemos considerar a deflexão do choque oblíquo igual ao semiângulo da cunha, ou seja, $\theta \cong \delta = 10°$. Com $\text{Ma}_1 = 2{,}0$ e $\theta = 10°$ solucionamos a Eq. 17–46 para os dois valores possíveis do ângulo de choque oblíquo β: $\beta_{\textbf{fraco}} = \mathbf{39{,}3°}$ e $\beta_{\textbf{forte}} = \mathbf{83{,}7°}$. A partir desses valores, usamos a primeira parte da Eq. 17–44 para calcular o número de Mach normal a montante ($\text{Ma}_{1,n}$),

Choque fraco: $$\text{Ma}_{1,n} = \text{Ma}_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow \text{Ma}_{1,n} = 2{,}0 \operatorname{sen} 39{,}3° = 1{,}267$$

Choque forte: $$\text{Ma}_{1,n} = \text{Ma}_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow \text{Ma}_{1,n} = 2{,}0 \operatorname{sen} 83{,}7° = 1{,}988$$

Substituímos esses valores de $\text{Ma}_{1,n}$ na segunda equação da Fig. 17–42 para calcular o número de Mach normal a jusante ($\text{Ma}_{2,n}$). Para o choque fraco, $\text{Ma}_{2,n} = 0{,}8032$, e para o choque forte, $\text{Ma}_{2,n} = 0{,}5794$. Calculamos também a pressão a jusante para cada caso, usando a terceira equação da Fig. 17–42, que resulta em

Choque fraco:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2k\text{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75{,}0 \text{ kPa}) \frac{2(1{,}4)(1{,}267)^2 - 1{,}4 + 1}{1{,}4 + 1} = \mathbf{128 \text{ kPa}}$$

Choque forte:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2k\text{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75{,}0 \text{ kPa}) \frac{2(1{,}4)(1{,}988)^2 - 1{,}4 + 1}{1{,}4 + 1} = \mathbf{333 \text{ kPa}}$$

Finalmente, usamos a segunda parte da Eq. 17–44 para calcular o número de Mach a jusante,

Choque fraco: $$\text{Ma}_2 = \frac{\text{Ma}_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0{,}8032}{\operatorname{sen}(39{,}3° - 10°)} = \mathbf{1{,}64}$$

Choque forte: $$\text{Ma}_2 = \frac{\text{Ma}_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0{,}5794}{\operatorname{sen}(83{,}7° - 10°)} = \mathbf{0{,}604}$$

As variações do número de Mach e a pressão com o choque forte são muito maiores do que a variação com o choque fraco, como era esperado.

Discussão Como a Eq. 17–46 está implícita em β, podemos solucioná-la por uma abordagem iterativa ou com um solucionador de equações como o EES. Para os casos de choque oblíquo fraco e forte, $\text{Ma}_{1,n}$ é supersônico e $\text{Ma}_{2,n}$ é subsônico. Entretanto, Ma_2 é *supersônico* com o choque oblíquo fraco, mas *subsônico* com o choque oblíquo forte. Poderíamos também ter usado as tabelas de choque normal no lugar das equações, mas com perda de precisão.

EXEMPLO 17–12 Cálculos da onda de expansão de Prandtl–Meyer

O escoamento de ar supersônico a $\text{Ma}_1 = 2{,}0$ e 230 kPa se dá paralelamente a uma parede plana que de repente se expande em $\delta = 10°$ (Fig. 17–51). Ignorando todos os efeitos causados pela camada limite ao longo da parede, calcule o número de Mach a jusante (Ma_2) e a pressão P_2.

SOLUÇÃO Deve-se calcular o número de Mach e a pressão a jusante de uma expansão repentina ao longo de uma parede.

(*continua*)

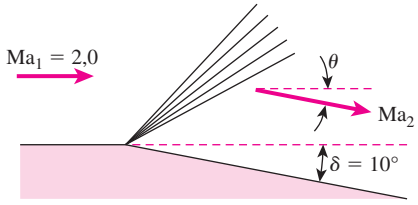


FIGURA 17–51 Uma região de expansão causada pela repentina expansão de uma parede com $\delta = 10°$.

(*continuação*)

Hipóteses **1** O escoamento é estável. **2** A camada limite na parede é muito fina.

Propriedades O fluido é o ar com $k = 1{,}4$.

Análise Pela hipótese 2, podemos considerar o ângulo de deflexão total igual ao ângulo de expansão da parede (ou seja, $\theta \cong \delta = 10°$). Com $\text{Ma}_1 = 2{,}0$ solucionamos a Eq. 17–49 para a função de Prandtl–Meyer a montante,

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\,\text{tg}^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}\,(\text{Ma}^2-1)}\right] - \text{tg}^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right)$$

$$= \sqrt{\frac{1{,}4+1}{1{,}4-1}}\,\text{tg}^{-1}\left[\sqrt{\frac{1{,}4-1}{1{,}4+1}(2{,}0^2-1)}\right] - \text{tg}^{-1}\left(\sqrt{2{,}0^2-1}\right) = 26{,}38°$$

A seguir, usamos a Eq. 17–48 para calcular a função de Prandtl–Meyer a jusante

$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \rightarrow \nu(\text{Ma}_2) = \theta + \nu(\text{Ma}_1) = 10° + 26{,}38° = 36{,}38°$$

Ma_2 é encontrado resolvendo a Eq. 17–49, que é implícita – é recomendável utilizar um solucionador de equações. Obtemos $\text{Ma}_2 = \mathbf{2{,}385}$. Existem também programas para calcular escoamento compressível que podem ser encontrados na internet, os quais solucionam essas equações implícitas com as equações de choque normal e oblíquo. Visite o *site* www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html.

Utilizamos as relações isentrópicas para calcular a pressão a jusante

$$P_2 = \frac{P_2/P_0}{P_1/P_0}P_1 = \frac{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2\right]^{-k/(k-1)}}{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2\right]^{-k/(k-1)}}(230\text{ kPa}) = \mathbf{126\text{ kPa}}$$

Como essa é uma expansão, o número de Mach aumenta e a pressão diminui, como esperado.

Discussão Também poderíamos resolver para a temperatura, a densidade e outros dados a jusante usando as relações isentrópicas apropriadas.

17–6 ESCOAMENTO EM DUTO COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR E ATRITO DESPREZÍVEL (ESCOAMENTO DE RAYLEIGH)

Até agora limitamos nossa consideração principalmente ao *escoamento isentrópico,* também chamado de *escoamento adiabático reversível*, uma vez que não envolve transferência de calor e nenhuma irreversibilidade – como o atrito, por exemplo. Muitos problemas de escoamento compressível práticos envolvem reações químicas como combustão, reações nucleares, evaporação e condensação, bem como ganho de calor ou perda de calor através da parede do duto. Tais problemas são difíceis de analisar com exatidão, uma vez que podem envolver variações significativas da composição química durante o escoamento e a conversão de energias latentes, químicas e nucleares em energia térmica (Fig. 17–52).

Os recursos essenciais desses escoamentos complexos ainda podem ser capturados com uma simples análise, modelando a geração ou absorção da energia térmica como transferência de calor através da parede do duto à mesma taxa e desprezando todas as variações da composição química. Este problema, mesmo simplificado, ainda é muito complicado para receber um tratamento elementar, uma vez que o escoamento pode envolver atrito, variações da área do duto e efeitos multidimensionais. Nesta seção, limitamos nossa consideração ao escoamento

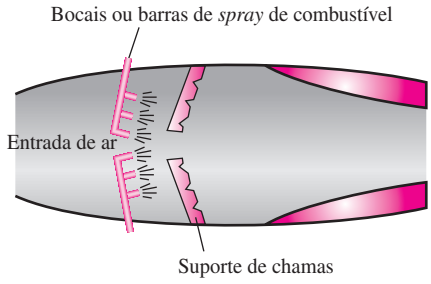


FIGURA 17–52 Muitos problemas práticos de escoamento compressível envolvem combustão, a qual pode ser modelada como ganho de calor através da parede do duto.

unidimensional em um duto com área de seção transversal constante e efeitos de atrito desprezíveis.

Considere o escoamento unidimensional permanente de um gás ideal com calores específicos constantes através de um duto com área constante com transferência de calor e atrito desprezível. Tais escoamentos são chamados de **escoamentos de Rayleigh**, em homenagem a Lord Rayleigh (1842–1919). A conservação de massa, da quantidade de movimento e as equações da energia para o volume de controle mostrado na Fig. 17–53 podem ser escritas da seguinte maneira:

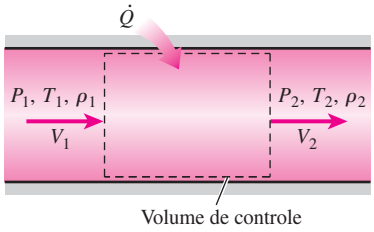


FIGURA 17–53 Volume de controle para o escoamento em um duto com área constante com transferência de calor e atrito desprezível.

Eq. da massa Observando que a área transversal A é constante, a relação $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ ou $\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$ se reduz a

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \tag{17–50}$$

Eq. do momento (ou quantidade de movimento) *x* Observando que os efeitos do atrito são desprezíveis – e que, consequentemente, não há forças de cisalhamento –, e admitindo que não haja forças externas, a equação do momento $\sum \vec{F} = \sum_{\text{sai}} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{\text{ent}} \beta \dot{m} \vec{V}$ na direção do escoamento (ou $x-$) torna-se um balanço entre as forças de pressão estática e a transferência de momento. Observando que os escoamentos têm alta velocidade e são turbulentos, o fator de correção do fluxo de momento é de aproximadamente 1 ($\beta \cong 1$) e, portanto, pode ser desprezado. Assim,

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = \dot{m} V_2 - \dot{m} V_1 \rightarrow P_1 - P_2 = (\rho_2 V_2) V_2 - (\rho_1 V_1) V_1$$

ou

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \tag{17–51}$$

Eq. da energia O volume de controle não envolve trabalho de cisalhamento, eixo ou outras formas de trabalho, e a variação da energia potencial é desprezível. Se a taxa de transferência de calor é $\dot{Q}$ e a transferência de calor por unidade de massa do fluido é $q = \dot{Q}/\dot{m}$, o balanço de energia do escoamento permanente $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sai}}$ torna-se

$$\dot{Q} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \rightarrow q + h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17–52}$$

Para um gás ideal com calores específicos constantes, $\Delta h = c_p \Delta T$, e assim

$$q = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \tag{17–53}$$

ou

$$q = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \tag{17–54}$$

Portanto, a entalpia de estagnação h_0 e a temperatura de estagnação T_0 variam durante o escoamento de Rayleigh (ambas aumentam quando o calor é transferido para o fluido, e nesse caso q é positivo; ambas diminuem quando o calor é transferido do fluido, e aí q é negativo).

Variação da entropia Na falta de quaisquer irreversibilidades, como o atrito, por exemplo, a entropia de um sistema varia apenas por transferência de calor: ela aumenta com o ganho de calor e diminui com a perda desse. A entropia é uma

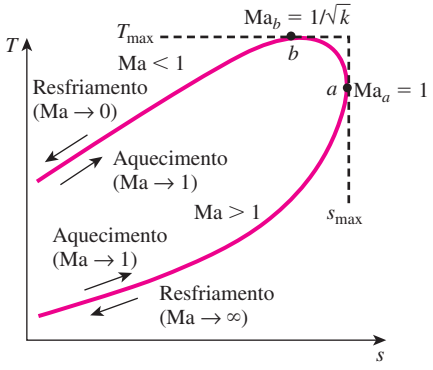


FIGURA 17–54 Diagrama *T*-*s* do escoamento em um duto de área constante com transferência de calor e atrito desprezível (escoamento de Rayleigh).

propriedade e, portanto, uma função do estado. A variação da entropia de um gás ideal com calores específicos constantes durante a mudança do estado 1 para o estado 2 é dada por

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(17–55)}$$

A entropia de um fluido pode aumentar ou diminuir durante o escoamento de Rayleigh, dependendo da direção da transferência de calor.

Eq. de estado Observando que $P = \rho RT$, as propriedades P, ρ e T de um gás ideal nos estados 1 e 2 estão relacionadas entre si por

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \qquad \textbf{(17–56)}$$

Considere um gás com propriedades conhecidas R, k e c_p. As propriedades de entrada P_1, T_1, ρ_1, V_1 e s_1 são conhecidas, considerando um estado de entrada especificado 1. As cinco propriedades de saída P_2, T_2, ρ_2, V_2 e s_2 podem ser determinadas com as cinco equações a seguir: 17–50, 17–51, 17–53, 17–55 e 17–56, para qualquer valor especificado de transferência de calor q. Quando a velocidade e a temperatura são conhecidas, o número de Mach pode ser determinado com $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$.

Obviamente existe um número infinito de estados 2 a jusante possíveis que correspondem a determinado estado 1 a montante dado. Uma forma prática de determinar esses estados a jusante é admitir diversos valores para T_2, e calcular todas as outras propriedades, bem como a transferência de calor q, de cada T_2 obtida nas Eqs. 17–50 até 17–56. A representação dos resultados em um diagrama *T*-*s* fornece uma curva que passa pelo estado de entrada especificado, como mostra a Fig. 17–54. A representação do escoamento de Rayleigh em um diagrama *T*-*s* é chamada de **linha de Rayleigh**, e várias observações importantes podem ser feitas com base nessa curva e nos resultados dos cálculos:

1. Todos os estados que atendem a equações de conservação de massa, momento e energia, bem como às relações de propriedade, estão representados na linha de Rayleigh. Assim, para determinado estado inicial, o fluido não pode existir em um estado a jusante fora da linha de Rayleigh de um diagrama *T*-*s*. Na verdade, a linha de Rayleigh é o lugar geométrico de todos os estados atingíveis fisicamente em correspondência a um estado inicial.
2. A entropia aumenta com o ganho de calor, e assim continuamos para a direita da linha de Rayleigh à medida que o calor é transferido para o fluido. O número de Mach é Ma = 1 no ponto a, que é o ponto de máxima entropia (ver o o Exemplo 17–13 para provar isso). Os estados no braço superior da linha de Rayleigh acima do ponto a são subsônicos e os estados no braço inferior abaixo do ponto a são supersônicos. Assim, um processo se desenvolve à direita da linha de Rayleigh com a adição de calor e à esquerda com a rejeição de calor – independentemente do valor inicial do número de Mach.
3. O aquecimento aumenta o número de Mach para o escoamento subsônico, mas faz com que o Ma diminua para o escoamento supersônico. O número de Mach do escoamento se aproxima de Ma = 1 em ambos os casos (de 0 no escoamento subsônico e a partir de ∞ no escoamento supersônico) durante o aquecimento.
4. O balanço da energia $q = c_p(T_{02} - T_{01})$ deixa claro que o aquecimento aumenta a temperatura de estagnação T_0 para os escoamentos subsônico e supersônico, e que o resfriamento faz com que ela diminua. (O valor máximo de T_0 ocorre a Ma = 1.) Isso também acontece para a temperatura termodinâmica T,

exceto para o intervalo de número de Mach estreito de $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ no escoamento subsônico (ver Exemplo 17–13). Tanto a temperatura quanto o número de Mach aumentam com o calor no escoamento subsônico, mas T atinge um T_{max} máximo a $\text{Ma} = 1/\sqrt{k}$ (que é 0,845 para o ar) e, em seguida, diminui. O fato de que a temperatura de um fluido cai à medida que o calor é transferido para o fluido pode parecer peculiar. Mas isso não é mais peculiar do que o aumento da velocidade do fluido na seção divergente de um bocal convergente-divergente. O efeito do resfriamento nessa região se deve ao grande aumento da velocidade do fluido e à consequente queda da temperatura de acordo com a relação $T_0 = T + V^2/2c_p$. Observe também que a rejeição de calor na região $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ faz a temperatura do fluido aumentar (Fig. 17–55).

5. A equação do momento $P + KV = \text{constante}$, onde $K = \rho V = \text{constante}$ (conforme a equação de conservação de massa), revela que a velocidade e a pressão estática seguem tendências opostas. Assim, a pressão estática diminui com o calor no escoamento subsônico (uma vez que a velocidade e o número de Mach aumentam), mas aumenta com o ganho de calor no escoamento supersônico (uma vez que a velocidade e o número de Mach diminuem).
6. A equação da continuidade $\rho V = \text{constante}$ indica que a densidade e a velocidade são inversamente proporcionais. Assim, a densidade diminui com a transferência de calor para o fluido no escoamento subsônico (uma vez que a velocidade e o número de Mach aumentam), mas aumenta com o ganho de calor no escoamento supersônico (uma vez que a velocidade e o número de Mach diminuem).
7. Na metade esquerda da Fig. 17–54, o braço inferior da linha de Rayleigh é mais íngreme (considerando s uma função de T) indicando que a variação da entropia correspondente a uma variação especificada de temperatura (e, portanto, uma determinada quantidade de transferência de calor) é maior no escoamento supersônico.

Os efeitos do aquecimento e resfriamento sobre as propriedades do escoamento de Rayleigh estão listados na Tab. 17–3. Observe que o aquecimento ou o resfriamento têm efeitos opostos na maioria das propriedades. Da mesma forma, a pressão de estagnação diminui durante o aquecimento e aumenta durante o resfriamento, independentemente de o escoamento ser subsônico ou supersônico.

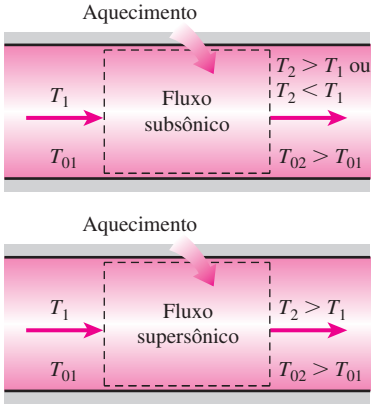


FIGURA 17–55 Durante o aquecimento, a temperatura do fluido sempre aumenta quando o escoamento de Rayleigh é supersônico, mas na verdade a temperatura pode cair quando o escoamento é subsônico.

TABELA 17–3

Os efeitos do aquecimento e do resfriamento sobre as propriedades do escoamento de Rayleigh

	Aquecimento		Resfriamento	
Propriedade	**Subsônico**	**Supersônico**	**Subsônico**	**Supersônico**
Velocidade, V	Aumenta	Diminui	Diminui	Aumenta
Número de Mach, Ma	Aumenta	Diminui	Diminui	Aumenta
Temperatura de estagnação, T_0	Aumenta	Aumenta	Diminui	Diminui
Temperatura, T	Aumenta para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Diminui para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Aumenta	Diminui para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Aumenta para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Diminui
Densidade, ρ	Diminui	Aumenta	Aumenta	Diminui
Pressão de estagnação, P_0	Diminui	Diminui	Aumenta	Aumenta
Pressão, P	Diminui	Aumenta	Aumenta	Diminui
Entropia, s	Aumenta	Aumenta	Diminui	Diminui

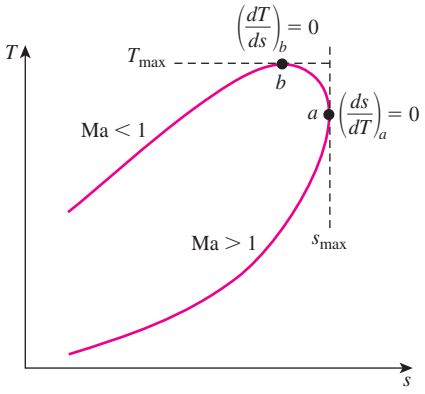


FIGURA 17–56 O diagrama *T-s* do escoamento de Rayleigh, considerado no Exemplo 17–13.

EXEMPLO 17–13 Valores extremos na linha de Rayleigh

Considere o diagrama *T-s* do escoamento de Rayleigh, mostrado na Fig. 17–56. Usando as formas diferenciais das equações de conservação e as relações de propriedades, mostre que o número de Mach é $\text{Ma}_a = 1$ no ponto de entropia máxima (o ponto *a*) e $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$ no ponto da temperatura máxima (o ponto *b*).

SOLUÇÃO Deve ser demonstrado que $\text{Ma}_a = 1$ no ponto de entropia máxima e $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$ no ponto de temperatura máxima na linha de Rayleigh.

Hipóteses As hipóteses associadas ao escoamento de Rayleigh (ou seja, escoamento unidimensional permanente de um gás ideal com propriedades constantes através de um duto com área transversal constante e efeitos de atrito desprezíveis) são válidas.

Análise As formas diferenciais da conservação da massa (ρV = constante), do momento [reorganizado como $P + (\rho V)V$ = constante], do gás ideal ($P = \rho RT$) e da variação da entalpia ($\Delta h = c_p\,\Delta T$) podem ser expressas como

$$\rho V = \text{constante} \rightarrow \rho\,dV + V\,d\rho = 0 \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V} \tag{1}$$

$$P + (\rho V)V = \text{constante} \rightarrow dP + (\rho V)\,dV = 0 \rightarrow \frac{dP}{dV} = -\rho V \tag{2}$$

$$P = \rho RT \rightarrow dP = \rho R\,dT + RT\,d\rho \rightarrow \frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho} \tag{3}$$

A forma diferencial da relação da variação da entropia (Eq. 17–40) de um gás ideal com calores específicos constantes é

$$ds = c_p\frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P} \tag{4}$$

Substituindo a Eq. 3 na Eq. 4, temos

$$ds = c_p\frac{dT}{T} - R\left(\frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho}\right) = (c_p - R)\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} = \frac{R}{k-1}\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} \tag{5}$$

uma vez que

$$c_p - R = c_v \rightarrow kc_v - R = c_v \rightarrow c_v = R/(k-1)$$

Dividindo ambos os lados da Eq. 5 por dT e combinando com a Eq. 1,

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{V}\frac{dV}{dT} \tag{6}$$

Dividindo a Eq. 3 por dV e combinando-a com as Eqs. 1 e 2, temos, após a reorganização,

$$\frac{dT}{dV} = \frac{T}{V} - \frac{V}{R} \tag{7}$$

Substituindo a Eq. 7 na Eq. 6 e reorganizando,

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{T - V^2/R} = \frac{R^2(kRT - V^2)}{T(k-1)(RT - V^2)} \tag{8}$$

Admitindo $ds/dT = 0$ (o ponto de entropia máxima) e resolvendo a equação resultante $R^2(kRT - V^2) = 0$ considerando V, temos a velocidade no ponto *a* como

$$V_a = \sqrt{kRT_a} \quad \text{e} \quad \text{Ma}_a = \frac{V_a}{c_a} = \frac{\sqrt{kRT_a}}{\sqrt{kRT_a}} = \mathbf{1} \tag{9}$$

Portanto, existem condições sônicas no ponto a, e por isso o número de Mach é 1. Estabelecendo no ponto de temperatura máxima $dT/ds = (ds/dT)^{-1} = 0$ e resolvendo a equação resultante $T(k-1)(RT - V^2) = 0$ para a velocidade no ponto b, temos

$$V_b = \sqrt{RT_b} \quad \text{e} \quad \text{Ma}_b = \frac{V_b}{c_b} = \frac{\sqrt{RT_b}}{\sqrt{kRT_b}} = \frac{1}{\sqrt{k}} \tag{10}$$

Assim, o número de Mach no ponto b é $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$. Para o ar, $k = 1{,}4$, e portanto $\text{Ma}_b = 0{,}845$.

Discussão Observe que, no escoamento de Rayleigh, as condições sônicas são atingidas à medida que a entropia atinge seu valor máximo e a temperatura máxima ocorre durante o escoamento subsônico.

EXEMPLO 17–14 Efeito da transferência de calor na velocidade do escoamento

Começando com a forma diferencial da equação da energia, mostre que a velocidade do escoamento aumenta com a adição de calor no escoamento subsônico de Rayleigh, mas diminui no escoamento de Rayleigh supersônico sob as mesmas condições.

SOLUÇÃO Deve ser demonstrado que a velocidade do escoamento aumenta com a adição de calor no escoamento de Rayleigh subsônico, e que o oposto ocorre no escoamento supersônico.

Hipóteses **1** As hipóteses associadas ao escoamento de Rayleigh são válidas. **2** Não há interações de trabalho e as variações da energia potencial são desprezíveis.

Análise Considere a transferência de calor para o fluido na quantidade infinitesimal δq. A forma diferencial das equações da energia pode ser expressa como

$$\delta q = dh_0 = d\left(h + \frac{V^2}{2}\right) = c_p\,dT + V\,dV \tag{1}$$

Dividindo por c_pT e fatorando dV/V, temos

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dT}{T} + \frac{V\,dV}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left[\frac{V}{dV}\frac{dT}{T} + \frac{(k-1)V^2}{kRT}\right] \tag{2}$$

onde também usamos $c_p = kR/(k-1)$. Observando que $\text{Ma}^2 = V^2/c^2 = V^2/kRT$ e usando a Eq. 7 para dT/dV do Exemplo 17–13, temos

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left[\frac{V}{T}\left(\frac{T}{V} - \frac{V}{R}\right) + (k-1)\text{Ma}^2\right] = \frac{dV}{V}\left(1 - \frac{V^2}{TR} + k\text{Ma}^2 - \text{Ma}^2\right) \tag{3}$$

Cancelando os dois termos do meio na Eq. 3, uma vez que $V^2/TR = k\text{Ma}^2$, e reorganizando, temos a relação desejada:

$$\frac{dV}{V} = \frac{\delta q}{c_pT}\frac{1}{(1 - \text{Ma}^2)} \tag{4}$$

No escoamento subsônico, $1 - \text{Ma}^2 > 0$; portanto, a transferência de calor e a variação da velocidade têm o mesmo sinal. Como resultado, o aquecimento do fluido ($\delta q > 0$) aumenta a velocidade do escoamento enquanto o resfriamento a diminui. No escoamento supersônico, porém, $1 - \text{Ma}^2 < 0$; portanto, a transferência de calor e a variação da velocidade têm sinais opostos. Como resultado, o aquecimento do fluido ($\delta q > 0$) diminui a velocidade do escoamento enquanto o resfriamento a aumenta (Fig. 17–57).

Discussão Observe que o aquecimento do fluido tem efeitos opostos sobre a velocidade nos escoamentos subsônicos e supersônicos de Rayleigh.

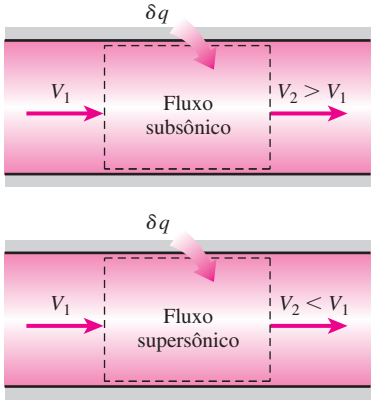


FIGURA 17–57 O aquecimento aumenta a velocidade do escoamento subsônico, mas faz com que ela diminua no escoamento supersônico.

Relações de propriedade para o escoamento de Rayleigh

Quase sempre é desejável expressar as variações das propriedades pelo número de Mach (Ma). Observando que $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$, obtendo daí $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$,

$$\rho V^2 = \rho kRT\text{Ma}^2 = kP\text{Ma}^2 \tag{17–57}$$

uma vez que $P = \rho RT$. Substituindo na equação do momento (Eq. 17–51), temos $P_1 + kP_1\text{Ma}_1^2 = P_2 + kP_2\text{Ma}_2^2$, que pode ser reorganizada como

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} \tag{17–58}$$

Novamente utilizando $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$, a equação da continuidade $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ pode ser expressa como

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{kRT_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{kRT_1}} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}} \tag{17–59}$$

Em seguida, a equação do gás ideal (Eq. 17–56) torna-se

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2\rho_1}{P_1\rho_2} = \left(\frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2}\right)\left(\frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}}\right) \tag{17–60}$$

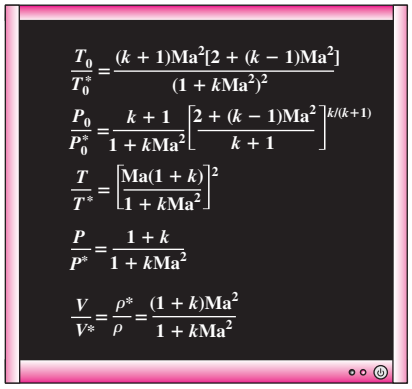


FIGURA 17–58 Resumo das relações do escoamento de Rayleigh.

Resolvendo a Eq. 17–60 para a razão entre as temperaturas T_2/T_1, temos

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{\text{Ma}_2(1 + k\text{Ma}_1^2)}{\text{Ma}_1(1 + k\text{Ma}_2^2)}\right]^2 \tag{17–61}$$

Substituindo essa relação na Eq. 17–59, temos a razão entre as densidades ou velocidades

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\text{Ma}_1^2(1 + k\text{Ma}_2^2)}{\text{Ma}_2^2(1 + k\text{Ma}_1^2)} \tag{17–62}$$

As propriedades de escoamento nas condições sônicas geralmente são fáceis de determinar; portanto, o estado crítico correspondente a Ma = 1 serve como um ponto de referência conveniente no escoamento compressível. Tomando o estado 2 como o estado sônico ($\text{Ma}_2 = 1$ e o subscrito* é usado) e o estado 1 como qualquer estado (sem subscrito), as razões entre propriedades das Eqs. 17–58, 17–61 e 17–62 se reduzem a (Fig. 17–58)

$$\frac{P}{P^*} = \frac{1 + k}{1 + k\text{Ma}^2} \qquad \frac{T}{T^*} = \left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2 \quad \text{e} \quad \frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1 + k)\text{Ma}^2}{1 + k\text{Ma}^2} \tag{17–63}$$

Relações semelhantes podem ser obtidas para a temperatura de estagnação e para a pressão de estagnação da seguinte maneira:

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{T_0}{T}\frac{T}{T^*}\frac{T^*}{T_0^*} = \left(1 + \frac{k - 1}{2}\text{Ma}^2\right)\left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2\left(1 + \frac{k - 1}{2}\right)^{-1} \tag{17–64}$$

que pode ser simplificada como

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k + 1)\text{Ma}^2[2 + (k - 1)\text{Ma}^2]}{(1 + k\text{Ma}^2)^2} \tag{17–65}$$

Da mesma forma,

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{P_0}{P}\frac{P}{P^*}\frac{P^*}{P_0^*} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{k/(k-1)}\left(\frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\right)^{-k/(k-1)} \quad \textbf{(17–66)}$$

que pode ser simplificada como

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left[\frac{2 + (k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right]^{k/(k-1)} \quad \textbf{(17–67)}$$

As cinco relações das Eqs. 17–63, 17–65 e 17–67 permitem calcular, de forma adimensional, a pressão, a temperatura, a densidade, a velocidade, a temperatura e a pressão de estagnação do escoamento de Rayleigh de um gás ideal com um k especificado para determinado número de Mach. Resultados representativos são dados na Tab. A–34 para $k = 1{,}4$.

Escoamento estrangulado de Rayleigh

Nas discussões anteriores, fica claro que o escoamento subsônico de Rayleigh em um duto pode acelerar até a velocidade sônica (Ma = 1) com o aquecimento. Porém, o que acontece se continuarmos aquecendo o fluido? Ele continua acelerando até velocidades supersônicas? Um exame da linha de Rayleigh indica que o fluido no estado crítico de Ma =1 não pode ser acelerado até velocidades supersônicas pelo aquecimento. Portanto, o escoamento é *estrangulado*. Isso é como não conseguir acelerar um fluido até velocidades supersônicas em um bocal convergente estendendo a seção do escoamento convergente. Se mantivermos o aquecimento do fluido, simplesmente movemos o estado crítico mais a jusante e reduzimos a vazão mássica do escoamento, uma vez que a densidade do fluido no estado crítico agora será mais baixa. Assim, para determinado estado de entrada, o estado crítico correspondente fixa a transferência de calor máxima possível para o escoamento permanente (Fig. 17–59). Ou seja,

$$q_{\text{max}} = h_0^* - h_{01} = c_p(T_0^* - T_{01}) \quad \textbf{(17–68)}$$

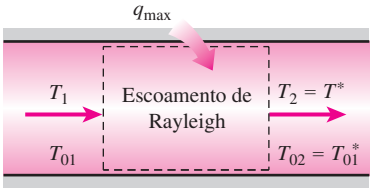


FIGURA 17–59 Para um determinado estado de entrada, a transferência de calor máxima possível ocorre quando as condições sônicas são atingidas no estado de saída.

Uma transferência maior de calor causa estrangulamento, e portanto o estado de entrada varia (por exemplo, a velocidade de entrada diminui) e o escoamento não segue mais a mesma linha de Rayleigh. O resfriamento do escoamento subsônico de Rayleigh e o número de Mach se aproximam de zero à medida que a temperatura se aproxima do zero absoluto. Observe que a temperatura de estagnação T_0 é máxima no estado crítico de Ma = 1.

No escoamento supersônico de Rayleigh, o aquecimento diminui a velocidade do escoamento. Um aquecimento maior simplesmente aumenta a temperatura e move o estado crítico mais para a jusante, resultando em uma redução da vazão mássica do fluido. Parece que o escoamento supersônico de Rayleigh pode ser resfriado indefinidamente, mas existe um limite. Considerando o limite da Eq. 17–65 à medida que o número de Mach se aproxima do infinito, temos

$$\text{Lim}_{\text{Ma}\to\infty}\frac{T_0}{T_0^*} = 1 - \frac{1}{k^2} \quad \textbf{(17–69)}$$

que resulta em $T_0/T^*_0 = 0{,}49$ para $k = 1{,}4$. Assim, se a temperatura de estagnação crítica é 1.000 K, o ar não pode ser resfriado abaixo de 490 K no escoamento de Rayleigh. Fisicamente, isso significa que a velocidade do escoamento atinge o infinito no momento em que a temperatura atinge 490 K – uma impossibilidade física. Quando o escoamento supersônico não pode ser sustentado, o escoamento passa por uma onda de choque normal e torna-se subsônico.

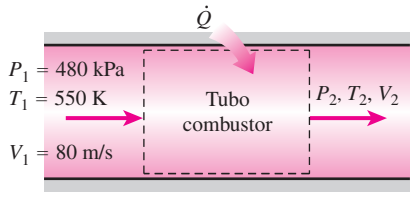


FIGURA 17–60 Esquema para o combustor tubular analisado no Exemplo 17–15.

EXEMPLO 17–15 Escoamento de Rayleigh em um combustor tubular

Uma câmara de combustão é composta de combustores tubulares de 15 cm de diâmetro. O ar comprimido entra nos tubos a 550 K, 480 kPa e 80 m/s (Fig. 17–60). Um combustível com um poder calorífico de 42.000 kJ/kg é injetado no ar e queimado a uma proporção massa de ar/combustível equivalente a 40. Considerando a combustão um processo de transferência de calor para o ar, determine a temperatura, a pressão, a velocidade e o número de Mach na saída da câmara de combustão.

SOLUÇÃO O combustível é queimado em uma câmara de combustão tubular com ar comprimido. A temperatura, a pressão, a velocidade e o número de Mach na saída da câmara devem ser determinados.

Hipóteses **1** As hipóteses associadas ao escoamento de Rayleigh (ou seja, escoamento unidimensional permanente de um gás ideal com propriedades constantes através de um duto com área transversal constante e efeitos de atrito desprezíveis) são válidas. **2** A combustão é completa e é tratada como um processo de transferência de calor, sem que haja variação na composição química do escoamento. **3** O aumento na vazão mássica devido à injeção de combustível é desprezado.

Propriedades Admitimos que as propriedades do ar são k = 1,4, c_p = 1,005 kJ/kg·K e R = 0,287 kJ/kg·K (Tab. A–2*a*).

Análise A densidade de entrada e a vazão mássica do ar são

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{480\ \text{kPa}}{(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(550\ \text{K})} = 3{,}041\ \text{kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \rho_1 A_1 V_1 = (3{,}041\ \text{kg/m}^3)[\pi(0{,}15\ \text{m})^2/4](80\ \text{m/s}) = 4{,}299\ \text{kg/s}$$

A vazão mássica do combustível e a taxa de transferência de calor são:

$$\dot{m}_{\text{combustível}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{\text{AF}} = \frac{4{,}299\ \text{kg/s}}{40} = 0{,}1075\ \text{kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{combustível}}\,\text{HV} = (0{,}1075\ \text{kg/s})(42.000\ \text{kJ/kg}) = 4.515\ \text{kW}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{ar}}} = \frac{4.515\ \text{kJ/s}}{4{,}299\ \text{kg/s}} = 1.050\ \text{kJ/kg}$$

A temperatura de estagnação e o número de Mach na entrada são:

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 550\ \text{K} + \frac{(80\ \text{m/s})^2}{2(1{,}005\ \text{kJ/kg·K})}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 553{,}2\ \text{K}$$

$$c_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{(1{,}4)(0{,}287\ \text{kJ/kg·K})(550\ \text{K})\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = 470{,}1\ \text{m/s}$$

$$\text{Ma}_1 = \frac{V_1}{c_1} = \frac{80\ \text{m/s}}{470{,}1\ \text{m/s}} = 0{,}1702$$

A temperatura de estagnação na saída é, da equação da energia $q = c_p(T_{02} - T_{01})$,

$$T_{02} = T_{01} + \frac{q}{c_p} = 553{,}2\ \text{K} + \frac{1.050\ \text{kJ/kg}}{1{,}005\ \text{kJ/kg·K}} = 1.598\ \text{K}$$

O valor máximo da temperatura de estagnação T^*_0 ocorre a Ma = 1, e seu valor pode ser determinado da Tab. A–34 ou com a Eq. 17–65. Para $Ma_1 = 0{,}1702$ temos que $T_0/T^*_0 = 0{,}1291$. Portanto,

$$T_0^* = \frac{T_{01}}{0{,}1291} = \frac{553{,}2\ \text{K}}{0{,}1291} = 4.285\ \text{K}$$

Da Tab. A–34 temos que a razão entre a temperatura de estagnação no estado de saída e no estado crítico e o número de Mach correspondente são:

$$\frac{T_{02}}{T_0^*} = \frac{1.598\ \text{K}}{4.285\ \text{K}} = 0{,}3729 \rightarrow \text{Ma}_2 = \mathbf{0{,}3142}$$

As relações do escoamento de Rayleigh correspondentes aos números de Mach de entrada e saída são (Tab. A–34):

$$\text{Ma}_1 = 0{,}1702: \quad \frac{T_1}{T^*} = 0{,}1541 \quad \frac{P_1}{P^*} = 2{,}3065 \quad \frac{V_1}{V^*} = 0{,}0668$$

$$\text{Ma}_2 = 0{,}3142: \quad \frac{T_2}{T^*} = 0{,}4389 \quad \frac{P_2}{P^*} = 2{,}1086 \quad \frac{V_2}{V^*} = 0{,}2082$$

Assim, a temperatura, a pressão e a velocidade na saída da câmara são

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2/T^*}{T_1/T^*} = \frac{0{,}4389}{0{,}1541} = 2{,}848 \rightarrow T_2 = 2{,}848T_1 = 2{,}848(550\ \text{K}) = \mathbf{1.566\ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2/P^*}{P_1/P^*} = \frac{2{,}1086}{2{,}3065} = 0{,}9142 \rightarrow P_2 = 0{,}9142P_1 = 0{,}9142(480\ \text{kPa}) = \mathbf{439\ kPa}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2/V^*}{V_1/V^*} = \frac{0{,}2082}{0{,}0668} = 3{,}117 \rightarrow V_2 = 3{,}117V_1 = 3{,}117(80\ \text{m/s}) = \mathbf{249\ m/s}$$

Discussão Observe que a temperatura e a velocidade aumentam e a pressão diminui durante esse escoamento subsônico de Rayleigh com aquecimento, como era esperado. Esse problema também pode ser solucionado com o uso das relações apropriadas em vez dos valores tabelados, que também podem ser convenientemente obtidas por métodos computacionais.

17–7 BOCAIS DE VAPOR

Vimos no Cap. 3 que o vapor de água a pressões moderadas ou altas se desvia consideravelmente do comportamento do gás ideal; portanto, a maioria das relações desenvolvidas neste capítulo não se aplica ao escoamento de vapor através dos bocais ou das passagens de palhetas encontradas nas turbinas a vapor. Dado que as propriedades do vapor (como a entalpia) são funções não só da temperatura, mas também da pressão, e que não existem relações simples entre as propriedades, não é fácil uma análise exata do escoamento de vapor através dos bocais. Com frequência torna-se necessário usar as tabelas de vapor, um diagrama *h-s* ou métodos computacionais para as propriedades do vapor.

Uma outra complicação na expansão do vapor através dos bocais ocorre quando esse se expande para a região de saturação, como mostra a Fig. 17–61. À medida que o vapor se expande no bocal, sua pressão e temperatura diminuem, e

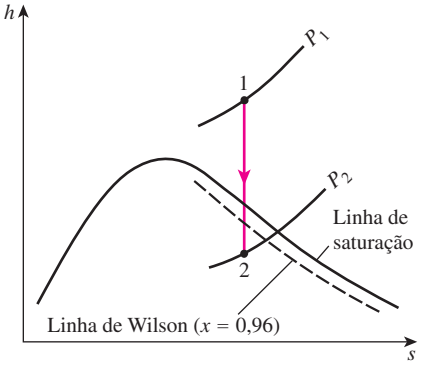


FIGURA 17–61 O diagrama *h-s* da expansão isentrópica do vapor em um bocal.

normalmente espera-se que o vapor comece a condensar ao atingir a linha de saturação. Entretanto, nem sempre é assim. Devido às altas velocidades, o tempo de residência do vapor no bocal é pequeno, e pode não haver tempo suficiente para a transferência de calor necessária à formação de gotas de líquido. Consequentemente, a condensação do vapor pode ser retardada um pouco mais. Esse fenômeno é conhecido como **supersaturação**, e o vapor que existe na região de saturação sem a presença de gotas de líquido é chamado de **vapor supersaturado**. Os estados de supersaturação são estados de não equilíbrio (ou metaestáveis).

Durante o processo de expansão, o vapor atinge uma temperatura mais baixa do que a temperatura que normalmente seria exigida para que o processo de condensação começasse. Após a temperatura cair suficientemente abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão local, grupos de gotas de líquido com tamanho suficiente são formados, e a condensação ocorre rapidamente. O local dos pontos onde a condensação ocorre, independentemente da temperatura e pressão iniciais na entrada do bocal, é chamado de **linha de Wilson** e fica entre as curvas de umidade de 4 e 5% na região de saturação do diagrama *h-s* do vapor, e quase sempre é aproximada na linha de 4% de umidade. Assim, admite-se que o escoamento de vapor através de um bocal de alta velocidade inicia a condensação quando a linha de umidade de 4% é cruzada.

A relação da pressão crítica P^*/P_0 do vapor depende também do estado da entrada do bocal, além do fato de o vapor estar superaquecido ou saturado na entrada do bocal. Entretanto, a relação do gás ideal para a razão da pressão crítica Eq. 17–22, tem resultados relativamente bons com relação a uma ampla variedade de estados de entrada. Como indica a Tab. 17–2, a razão entre os calores específicos do vapor superaquecido é admitida como $k = 1{,}3$. Então, a taxa de pressão crítica torna-se

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0{,}546$$

Quando o vapor entra no bocal como vapor saturado, em vez de vapor superaquecido (uma ocorrência comum nos estágios mais inferiores de uma turbina a vapor), a taxa de pressão crítica é admitida como 0,576, correspondendo a uma razão entre os calores específicos de $k = 1{,}14$.

EXEMPLO 17–16 Escoamento de vapor de água através de um bocal convergente-divergente

O vapor de água entra em um bocal convergente-divergente a 2 MPa e 400 °C, com uma velocidade desprezível e uma vazão mássica de 2,5 kg/s, e sai a uma pressão de 300 kPa. O escoamento é isentrópico entre a entrada do bocal e a garganta, e a eficiência geral do bocal é de 93%. Determine (*a*) as áreas da garganta e de saída e (*b*) o número de Mach na garganta e na saída do bocal.

SOLUÇÃO O vapor entra em um bocal convergente-divergente com velocidade baixa. As áreas da garganta e da saída, além do número de Mach, devem ser determinadas.

Hipóteses **1** O escoamento através do bocal é unidimensional. **2** O escoamento é isentrópico entre a entrada e a garganta, e é adiabático e irreversível entre a garganta e a saída. **3** A velocidade de entrada é desprezível.

Análise Indicamos os estados da entrada, garganta e saída por 1, *g* e 2, respectivamente, como mostra a Fig. 17–62.

(*a*) Como a velocidade de entrada é desprezível, os estados de estagnação de entrada e estático são idênticos. A razão entre a pressão de estagnação de saída e entrada é

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \frac{300 \text{ kPa}}{2.000 \text{ kPa}} = 0{,}15$$

Ela é muito menor do que a taxa da pressão crítica, que é admitida como $P^*/P_{01} = 0{,}546$, uma vez que o vapor é superaquecido na entrada do bocal. Assim, o escoamento certamente é supersônico na saída. Portanto, a velocidade na garganta é a velocidade sônica, e a pressão na garganta é

$$P_g = 0{,}546P_{01} = (0{,}546)(2 \text{ MPa}) = 1{,}09 \text{ MPa}$$

Na entrada,

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= P_{01} = 2 \text{ MPa} \\ T_1 &= T_{01} = 400\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= h_{01} = 3.248{,}4 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= s_g = s_{2s} = 7{,}1292 \text{ kJ/kg·K} \end{aligned}$$

Da mesma forma, na garganta

$$\left.\begin{aligned} P_g &= 1{,}09 \text{ MPa} \\ s_g &= 7{,}1292 \text{ kJ/kg·K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_g &= 3.076{,}8 \text{ kJ/kg} \\ v_g &= 0{,}24196 \text{ m}^3\text{/kg} \end{aligned}$$

Assim, a velocidade da garganta é determinada com a Eq. 17–3, sendo

$$V_g = \sqrt{2(h_{01} - h_g)} = \sqrt{[2(3.248{,}4 - 3.076{,}8) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1.000 \text{ m}^2\text{/s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 585{,}8 \text{ m/s}$$

A área da seção transversal da garganta é determinada com a relação da vazão mássica:

$$A_g = \frac{\dot{m}v_g}{V_g} = \frac{(2{,}5 \text{ kg/s})(0{,}2420 \text{ m}^3\text{/kg})}{585{,}8 \text{ m/s}} = 10{,}33 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{10{,}33 \text{ cm}^2}$$

No estado 2*s*,

$$\left.\begin{aligned} P_{2s} &= P_2 = 300 \text{ kPa} \\ s_{2s} &= s_1 = 7{,}1292 \text{ kJ/kg·K} \end{aligned}\right\} \quad h_{2s} = 2.783{,}6 \text{ kJ/kg}$$

A entalpia do vapor no estado de saída atual é (ver o Cap. 7):

$$\eta_N = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}}$$

$$0{,}93 = \frac{3.248{,}4 - h_2}{3.248{,}4 - 2.783{,}6} \longrightarrow h_2 = 2.816{,}1 \text{ kJ/kg}$$

Portanto,

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 300 \text{ kPa} \\ h_2 &= 2.816{,}1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} v_2 &= 0{,}67723 \text{ m}^3\text{/kg} \\ s_2 &= 7{,}2019 \text{ kJ/kg·K} \end{aligned}$$

Assim, a velocidade de saída e a área de saída tornam-se

$$V_2 = \sqrt{2(h_{01} - h_2)} = \sqrt{[2(3.248{,}4 - 2.816{,}1) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1.000 \text{ m}^2\text{/s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 929{,}8 \text{ m/s}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2} = \frac{(2{,}5 \text{ kg/s})(0{,}67723 \text{ m}^3\text{/kg})}{929{,}8 \text{ m/s}} = 18{,}21 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{18{,}21 \text{ cm}^2}$$

(*continua*)

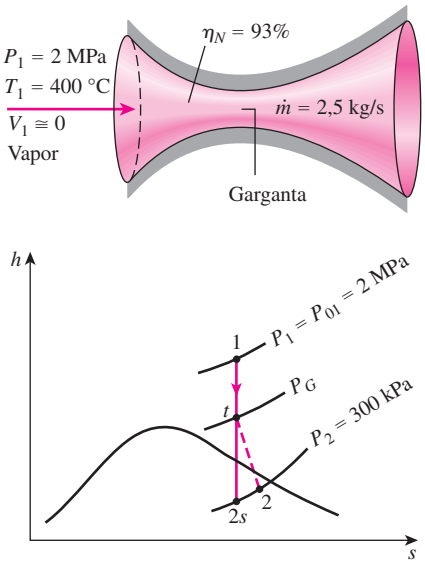


FIGURA 17–62 Esquema e diagrama *h-s* do Exemplo 17–16.

(*continuação*)

(*b*) A velocidade do som e os números de Mach na garganta e na saída do bocal são determinados pela substituição das quantidades diferenciais por diferenças finitas,

$$c = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2} \cong \left[\frac{\Delta P}{\Delta (1/v)}\right]_s^{1/2}$$

A velocidade do som na garganta é determinada pela avaliação do volume específico a $s_g = 7{,}1292$ kJ/kg·K e às pressões de 1,115 e 1,065 MPa ($P_g \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(1.115 - 1.065)\ \text{kPa}}{(1/0{,}23776 - 1/0{,}24633)\ \text{kg/m}^3}\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 584{,}6\ \text{m/s}$$

O número de Mach na garganta é determinado pela Eq. 17–12 como

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{585{,}8\ \text{m/s}}{584{,}6\ \text{m/s}} = \mathbf{1{,}002}$$

Assim, o escoamento na garganta é sônico, como já era previsto. O ligeiro desvio entre o número de Mach e a unidade se deve à substituição dos diferenciais pelas diferenças finitas.

A velocidade do som e o número de Mach na saída do bocal são determinados pela avaliação do volume específico a $s_2 = 7{,}2019$ kJ/kg·K e às pressões de 325 kPa e 275 kPa ($P_2 \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(325 - 275)\ \text{kPa}}{(1/0{,}63596 - 1/0{,}72245)\ \text{kg/m}^3}\left(\frac{1.000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 515{,}4\ \text{m/s}$$

e

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{929{,}8\ \text{m/s}}{515{,}4\ \text{m/s}} = \mathbf{1{,}804}$$

Assim, o escoamento do vapor na saída do bocal é supersônico.

RESUMO

Este capítulo examinou os efeitos da compressibilidade sobre o escoamento do gás. Ao lidar com o escoamento compressível, é conveniente combinar a entalpia e a energia cinética do fluido em um único termo, chamado de *entalpia de estagnação* (ou *total*) h_0, definida como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2}$$

As propriedades de um fluido no estado de estagnação são chamadas de *propriedades de estagnação* e são indicadas pelo subscrito zero. A *temperatura de estagnação* de um gás ideal com calores específicos constantes é

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

que representa a temperatura que um gás ideal atingiria se fosse trazido ao repouso de forma adiabática. As propriedades de estagnação de um gás estão relacionadas às propriedades estáticas do fluido por

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \quad \text{e} \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)}$$

A velocidade com a qual uma onda de pressão infinitesimalmente pequena viaja através de um meio é a *velocidade do som*. Para um gás ideal, ela é expressa como

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{kRT}$$

O *número de Mach* é a razão entre a velocidade real do fluido e a velocidade do som no mesmo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c}$$

O escoamento é chamado de *sônico* quando Ma = 1, *subsônico* quando Ma < 1, *supersônico* quando Ma > 1, *hipersônico* quando Ma >> 1 e *transônico* quando Ma ≅ 1.

Os bocais cuja área de escoamento diminui na direção do escoamento são chamados de *bocais convergentes*. Os bocais cuja área de escoamento a princípio diminui e depois aumenta são chamados de *bocais convergentes-divergentes*. O local da menor área de escoamento de um bocal é chamado de *garganta*. A mais alta velocidade com a qual um fluido pode ser acelerado em um bocal convergente é a velocidade sônica. A aceleração de um fluido até velocidades supersônicas só é possível nos bocais convergentes-divergentes. Em todos os bocais convergentes-divergentes supersônicos, a velocidade do escoamento na garganta é a velocidade do som.

As razões entre a estagnação e as propriedades estáticas dos gases ideais com calores específicos constantes podem ser expressas pelo número de Mach:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)}$$

e

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)}$$

Quando Ma = 1, as razões resultantes entre as propriedades estática e de estagnação para a temperatura, pressão e densidade são chamadas de *razões críticas* e indicadas pelo asterisco sobrescrito:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \qquad \frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

e

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}$$

A pressão no plano de saída externa ao bocal é chamada de *contrapressão*. Para todas as contrapressões abaixo de P^*, a pressão no plano de saída do bocal convergente é igual a P^*, o número de Mach no plano de saída é a unidade e a vazão mássica é máxima (ou estrangulada).

Em alguns intervalos da contrapressão, o fluido que atingiu uma velocidade sônica na garganta de um bocal convergente-divergente e é acelerado a velocidades supersônicas na seção divergente experimenta um *choque normal*. Esse choque normal causa uma elevação repentina da pressão e da temperatura e uma queda repentina da velocidade até níveis subsônicos. O escoamento através do choque é altamente irreversível e, portanto, não pode ser aproximado como isentrópico. As propriedades de um gás ideal com calores específicos constantes antes (subscrito 1) e depois (subscrito 2) de um choque estão relacionadas por

$$T_{01} = T_{02} \qquad \text{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\text{Ma}_1^2 + 2}{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \text{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \text{Ma}_2^2(k-1)}$$

e

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} = \frac{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}{k+1}$$

Essas equações também se mantêm através de um choque oblíquo, desde que o componente do número de Mach *normal* ao choque oblíquo seja usado no lugar do número de Mach.

O escoamento unidimensional permanente de um gás ideal com calores específicos constantes através de um duto com área constante e transferência de calor, mas com atrito desprezível, é chamado de *escoamento de Rayleigh*. As relações entre propriedades e as curvas para o escoamento de Rayleigh são dadas na Tab. A–34. A transferência de calor durante o escoamento de Rayleigh pode ser determinada com

$$q = c_p(T_{02} - T_{01}) = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

REFERÊNCIAS E SUGESTÕES DE LEITURA

1. J. D. Anderson. *Modern Compressible Flow with Historical Perspective.* 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2003.
2. Y. A. Çengel and J. M. Cimbala. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications.* 2. ed. New York: McGraw-Hill, 2010.
3. H. Cohen, G. F. C. Rogers, and H. I. H. Saravanamuttoo. *Gas Turbine Theory.* 3rd ed. New York:Wiley, 1987.
4. W. J. Devenport. Compressible Aerodynamic Calculator, http://www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html.
5. H. Liepmann and A. Roshko. *Elements of Gas Dynamics.* Dover Publications, Mineola, NY, 2001.
6. C. E. Mackey, responsible NACA officer and curator. *Equations, Tables, and Charts for Compressible Flow.* NACA Report 1135, http://naca.larc.nasa.gov/reports/1953/naca-report-1135/.
7. A. H. Shapiro. *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow.* vol. 1. New York: Ronald Press Company, 1953.
8. P. A. Thompson. *Compressible-Fluid Dynamics.* New York: McGraw-Hill, 1972.
9. United Technologies Corporation. *The Aircraft Gas Turbine and Its Operation.* 1982.
10. M. Van Dyke, *An Album of Fluid Motion*, Stanford, CA: The Parabolic Press, 1982.

PROBLEMAS*

Propriedades de estagnação

17–1C Nas aplicações de condicionamento de ar, a temperatura do ar é medida pela inserção de uma sonda na corrente de escoamento. Assim, conclui-se que aquilo que essa sonda mede é a temperatura de estagnação. Isso causa um erro significativo?

17–2C Como e por que a entalpia da estagnação h_0 é definida? Em que ela difere da entalpia normal (estática)?

17–3C O que é temperatura dinâmica?

17–4C Um avião a uma alta velocidade cruza o ar em repouso. Qual é a diferença entre a temperatura do ar no nariz do avião e a temperatura do ar que está a uma certa distância do avião?

17–5 O ar entra em um compressor com uma pressão de estagnação de 100 kPa e temperatura de estagnação de 27 °C, e é comprimido até uma pressão de estagnação de 900 kPa. Considerando que o processo de compressão é isentrópico, determine a potência do compressor para uma vazão em massa de 0,06 kg/s.
Resposta: 15,8 kW

17–6 O ar a 320 K escoa em um duto a uma velocidade de (*a*) 1, (*b*) 10, (*c*) 100 e (*d*) 1.000 m/s. Determine a temperatura acusada por uma sonda fixa inserida no duto em cada caso.

17–7 Calcule a temperatura e pressão de estagnação das seguintes substâncias que escoam através de um duto: (*a*) hélio a 0,25 MPa, 50 °C e 240 m/s; (*b*) nitrogênio a 0,15 MPa, 50 °C e 300 m/s e (*c*) vapor de água a 0,1 MPa, 350 °C e 480 m/s.

17–8 Determine a temperatura e a pressão de estagnação do ar que escoa a 36 kPa, 238 K, e 470 m/s.
Respostas: 348 K;136 kPa

17–9E Vapor escoa através de um dispositivo com uma pressão de estagnação de 120 psia, uma temperatura de estagnação de 700 °F e uma velocidade de 900 pés/s. Considerando um comportamento de gás ideal, determine a pressão estática e a temperatura do vapor nesse estado.

17–10 O ar escoa por um dispositivo sob as seguintes condições: pressão de estagnação de 0,6 MPa, temperatura de estagnação de 400 °C e velocidade de 570 m/s. Determine a pressão e a temperatura estáticas do ar nesse estado.
Respostas: 518,6 K; 0,23 MPa

17–11 Os produtos da combustão entram em uma turbina a gás com uma pressão de estagnação de 1,0 MPa e temperatura de estagnação de 820 °C, expandindo-se até uma pressão de estagnação de 100 kPa. Considerando $k = 1{,}33$ e $R = 0{,}287$ kJ/kg · K para os produtos da combustão, e considerando também que o processo de expansão é isentrópico, determine a vazão em potência da turbina por unidade de massa.

Velocidade do som e número de Mach

17–12C O que é o som? Como ele é gerado? Como se desloca? As ondas sonoras podem se deslocar no vácuo?

17–13C É razoável considerar que a propagação das ondas de som é um processo isentrópico? Explique.

17–14C A velocidade sônica em um meio especificado é uma quantidade fixa ou varia à medida que as propriedades do meio variam? Explique.

17–15C Em qual meio uma onda de som desloca-se mais rápido: no ar frio ou no ar quente?

17–16C Em qual meio o som desloca-se mais rápido para determinada temperatura: ar, hélio ou argônio?

17–17C Em qual meio uma onda de som desloca-se mais rápido: no ar a 20 °C e 1 atm ou no ar a 20 °C e 5 atm?

17–18C O número de Mach de um gás que escoa a uma velocidade constante permanece constante? Explique.

17–19 Determine a velocidade do som no ar a (*a*) 300 K e (*b*) 1.000 K. Determine também o número de Mach de um avião que se movimenta no ar à velocidade de 240 m/s em ambos os casos.

17–20 Dióxido de carbono entra em um bocal adiabático a 1.200 K com uma velocidade de 50 m/s e sai a 400 K. Considerando calores específicos constantes à temperatura ambiente, determine o número de Mach (*a*) na entrada e (*b*) na saída do bocal. Avalie a exatidão da hipótese do calor específico constante.
Respostas: (*a*) 0,0925; (*b*) 3,73

17–21 Nitrogênio entra em um trocador de calor em regime permanente a 150 kPa, 10 °C e 100 m/s, e recebe calor a uma taxa de 120 kJ/kg à medida que escoa através dele. O nitrogênio sai do trocador de calor a 100 kPa com uma velocidade de 200 m/s. Determine o número de Mach do nitrogênio na entrada e na saída do trocador de calor.

17–22 Considerando um comportamento de gás ideal, determine a velocidade do som em um refrigerante-134a a 0,1 MPa e 60 °C.

17–23 O avião de passageiros Airbus A-340 tem uma massa de decolagem máxima de cerca de 260.000 kg, comprimento de 64 m, envergadura de asa de 60 m, velocidade máxima de cruzeiro de 945 km/h, capacidade para 271 passageiros, altitude máxima de cruzeiro de 14.000 m e autonomia máxima de 12.000 km. A temperatura do ar à altitude de cruzeiro é de aproximadamente −60 °C. Determine o número de Mach desse avião para as condições limites declaradas.

17–24E Vapor escoa através de um dispositivo com uma pressão de 120 psia, uma temperatura de 700 °F e uma velocidade de 900

---

* Problemas identificados com "C" são conceituais, e os estudantes são incentivados a respondê-los. Problemas identificados com "E" estão em unidades inglesas, e os usuários do SI podem ignorá-los. Problemas com o ícone devem ser resolvidos usando EES, e as soluções completas, juntamente com os estudos paramétricos, estão incluídas no CD que acompanha este livro. Problemas com o ícone são mais abrangentes e devem ser resolvidos no computador, de preferência utilizando o programa EES que acompanha este livro.

pés/s. Determine o número de Mach do vapor nesse estado, considerando um comportamento de gás ideal com $k = 1{,}3$.
Resposta: 0,441.

17–25E Reconsidere o Prob. 17–24E. Usando o EES (ou outro programa), compare o número de Mach do fluxo de vapor para um intervalo de temperatura de 350 °F a 700 °F. Esboce um gráfico do número de Mach como uma função da temperatura.

17–26 O processo isentrópico de um gás ideal é expresso como Pv^k = constante. Usando essa equação de processo e a definição da velocidade do som (Eq. 17–9), obtenha a expressão da velocidade do som para um gás ideal (Eq. 17–11).

17–27 Ar se expande isentropicamente de 1,5 MPa e 60 °C até 0,4 MPa. Calcule a relação entre as velocidades inicial e final do som.
Resposta: 1,21

17–28 Repita o Prob. 17–27, considerando o gás hélio.

17–29E Ar se expande isentropicamente de 170 psia e 200 °F para 60 psia. Calcule a razão da velocidade do som inicial e final.
Resposta: 1,16

Escoamento isentrópico unidimensional

17–30C Um gás inicialmente a uma velocidade subsônica entra em um duto convergente adiabático. Discuta como isso irá alterar (*a*) a velocidade, (*b*) a temperatura, (*c*) a pressão, e (*d*) a densidade do fluido.

17–31C Um gás inicialmente a uma velocidade subsônica entra em um duto divergente adiabático. Discuta como isso irá alterar (*a*) a velocidade, (*b*) a temperatura, (*c*) a pressão, e (*d*) a densidade do fluido.

17–32C Considere o escoamento em um bocal convergente com velocidade sônica no plano de saída. A área da saída do bocal é reduzida enquanto as condições de entrada do bocal são mantidas constantes. O que acontecerá (*a*) à velocidade de saída e (*b*) à vazão mássica através do bocal?

17–33C Um gás inicialmente a uma velocidade supersônica entra em um duto convergente adiabático. Discuta como isso irá alterar (*a*) a velocidade, (*b*) a temperatura, (*c*) a pressão e (*d*) a densidade do fluido.

17–34C Um gás inicialmente a uma velocidade supersônica entra em um duto divergente adiabático. Discuta como isso irá alterar (*a*) a velocidade, (*b*) a temperatura, (*c*) a pressão e (*d*) a densidade do fluido.

17–35C Um gás a uma temperatura e a uma pressão de estagnação especificadas é acelerado até Ma = 2 em um bocal convergente-divergente, e a Ma = 3 em outro bocal. O que é possível dizer sobre as pressões nas gargantas desses dois bocais?

17–36C É possível acelerar um gás até uma velocidade supersônica em um bocal convergente? Explique.

17–37 Em março de 2004, a NASA lançou com sucesso um motor *ramjet* experimental de combustão supersônica (chamado *scramjet*), que atingiu 7, um recorde para o número de Mach. Considerando que a temperatura do ar correspondia a −20 °C, determine a velocidade desse motor. *Resposta:* 8.040 km/h

17–38E Reconsidere o motor *scramjet* discutido no Prob. 17–37. Determine a velocidade desse motor em milhas por hora, considerando um número de Mach de 7 no ar a 0 °F.

17–39 Considere um grande avião comercial viajando a uma velocidade de 920 km/h no ar a uma altitude de 10 km, onde a temperatura do ar padrão é de −50 °C. Determine se a velocidade desse avião é subsônica ou supersônica.

17–40 Calcule a temperatura, pressão e densidade críticas (*a*) do ar a 200 kPa, 100 °C e 250 m/s e (*b*) do hélio a 200 kPa, 40 °C e 300 m/s.

17–41 Dióxido de carbono em repouso a 1.200 kPa e 600 K é acelerado de forma isentrópica até um número de Mach igual a 0,6. Determine a temperatura e pressão do dióxido de carbono após a aceleração. *Respostas:* 570 K; 957 kPa

17–42 Ar entra em um bocal convergente-divergente a uma pressão de 800 kPa com velocidade desprezível. Qual é a menor pressão possível que pode ser obtida na garganta do bocal?
Resposta: 423 kPa

17–43 Hélio entra em um bocal convergente-divergente a 0,7 MPa, 800 K e 100 m/s. Quais são a temperatura e a pressão mais baixas que podem ser obtidas na garganta do bocal?

17–44 Ar a 200 kPa, 100 °C e número de Mach igual a 0,8 escoa através de um duto. Encontre a velocidade e a pressão de estagnação, temperatura e densidade do ar.

17–45 Reconsidere o Prob. 17–44. Usando o EES (ou outro programa), estude o efeito dos números de Mach no intervalo entre 0,1 e 2 sobre a velocidade, pressão de estagnação, temperatura e densidade do ar. Esboce um gráfico para cada parâmetro como função do número de Mach.

17–46 Um avião foi projetado para voar com um número de Mach igual a 1,4 a 8.000 m de altitude, onde a temperatura atmosférica é de 236,15 K. Determine a temperatura de estagnação sobre o bordo de ataque da asa.

17–47E Ar a 25 psia, 320 °F e número de Mach igual a 0,7 escoa através de um duto. Calcule a velocidade e a pressão de estagnação, temperatura e densidade do ar.
Respostas: 958 pés/s; 856 R; 34,7 psia; 0,109 lbm/pé^3

Escoamento isentrópico através de bocais

17–48C O que aconteceria se tentássemos desacelerar um fluido supersônico com um difusor divergente?

17–49C O que aconteceria se tentássemos acelerar ainda mais um fluido supersônico com um difusor divergente?

17–50C Considere o escoamento subsônico em um bocal convergente com condições de entrada fixas. Qual é o efeito da queda da contrapressão até a pressão crítica sobre (*a*) a velocidade de saída, (*b*) a pressão de saída e (*c*) a vazão mássica através do bocal?

17–51C Considere o escoamento subsônico em um bocal convergente com condições especificadas na entrada do bocal e pressão crítica na saída do bocal. Qual é o efeito da queda da contrapressão (a um nível bem abaixo da pressão crítica) sobre (*a*) a velocidade de saída, (*b*) a pressão de saída e (*c*) a vazão mássica através do bocal?

17–52C Considere um bocal convergente e um bocal convergente-divergente com as mesmas áreas de garganta. Para as mesmas condições de entrada, compare as vazões em massa através desses dois bocais.

17–53C Considere o escoamento de gás através de um bocal convergente com condições de entrada especificadas. Sabemos que a velocidade mais alta que o fluido pode atingir na saída do bocal é a velocidade sônica, ponto em que a vazão em massa através do bocal é máxima. Se fosse possível atingir velocidades hipersônicas na saída do bocal, como isso afetaria a vazão em massa através do bocal?

17–54C Qual é a diferença entre o parâmetro Ma* e o número de Mach Ma?

17–55C Considere o escoamento isentrópico de um fluido através de um bocal convergente-divergente e velocidade subsônica na garganta. Como vai evoluir na seção divergente (*a*) a velocidade, (*b*) a pressão e (*c*) a taxa de pressão de escoamento de massa do fluido?

17–56C É possível acelerar um fluido até velocidades supersônicas com uma velocidade diferente da velocidade sônica na garganta? Explique.

17–57 Explique por que a taxa máxima de escoamento por unidade de área de determinado gás depende apenas de $P_0 / \sqrt{T_0}$. Para um gás ideal com $k = 1{,}4$ e $R = 0{,}287$ kJ/kg·K, encontre a constante a de forma que $\dot{m}/A^* = aP_0 / \sqrt{T_0}$.

17–58 Considerando um gás ideal, obtenha uma expressão para a relação entre a velocidade do som (na qual Ma = 1) e a velocidade do som com base na temperatura de estagnação c^*/c_0.

17–59 Ar entra em um bocal convergente-divergente a 1,2 MPa com velocidade desprezível. Considerando um escoamento isentrópico, determine a contrapressão que resultará em um número de Mach de saída correspondente a 1,8. *Resposta:* 209 kPa

17–60 O ar entra em um bocal a 0,6 MPa, 420 K e a uma velocidade de 150 m/s. Considerando um escoamento isentrópico, determine a pressão e a temperatura do ar no local onde a velocidade do ar é igual à velocidade do som. Qual é a relação entre a área desse local e a área da entrada? *Respostas:* 359 K; 348 kPa; 0,573

17–61 Repita o Prob. 17–60, considerando que a velocidade de entrada é desprezível.

17–62E Ar entra em um bocal a 30 psia, 630 R e a uma velocidade de 450 pés/s. Aproximando as condições para um fluxo isentrópico, determine a pressão e a temperatura do ar em um local onde a velocidade do ar iguala-se à velocidade do som. Qual é a razão entre a área nesse local para a área de entrada?
Respostas: 539 R; 17,4 psia; 0,574

17–63 Um gás ideal escoa através de uma passagem que primeiramente converge e, em seguida, diverge durante um processo de escoamento adiabático, reversível e permanente. Para o escoamento subsônico na entrada, represente a variação da pressão, velocidade e o número de Mach ao longo do comprimento do bocal, considerando que o número de Mach na área de escoamento mínimo é igual à unidade.

17–64 Repita o Prob. 17–63, considerando o escoamento supersônico na entrada.

17–65 O nitrogênio entra em um bocal convergente-divergente a 700 kPa e 400 K com velocidade desprezível. Determine a velocidade crítica, a pressão, temperatura e densidade no bocal.

17–66 Um gás ideal com $k = 1{,}4$ escoa através de um bocal; o número de Mach é igual a 2,4 e a área de escoamento corresponde a 36 cm^2. Considerando um escoamento isentrópico, determine a área de escoamento no local onde o número de Mach é 1,2.

17–67 Repita o Prob. 17–66, considerando um gás ideal com $k = 1{,}33$.

17–68E Ar a 150 psia e 100 °F com uma velocidade baixa entra em um bocal convergente-divergente de um túnel de vento supersônico. A área de fluxo da seção de teste é igual à área de saída do bocal, ou seja, 5 pés^2. Calcule a pressão, temperatura, velocidade e vazão mássica na seção teste para um número de Mach igual a 2. Explique por que o ar deve ser muito seco para essa aplicação.
Respostas: 19,1 psia; 311 R; 1.729 pés/s; 1.435 lbm/s

17–69 O ar a 900 kPa e 400 K entra em um bocal convergente com velocidade desprezível. A área de entrada do bocal é de 10 cm^2. Considerando um escoamento isentrópico, calcule e esboce os gráficos da pressão de saída, a velocidade de saída e a vazão mássica *versus* a contrapressão P_{cp} para $0{,}9 \geq P_{cp} \geq 0{,}1$ MPa.

17–70 Reconsidere o Prob. 17–69. Usando o EES (ou outro programa), solucione o problema considerando condições de entrada a 0,8 MPa e 1.200 K.

Ondas de choque e ondas de expansão

17–71C Uma onda de choque pode se desenvolver na seção convergente de um bocal convergente-divergente? Explique.

17–72C O que representam os estados da linha de Fanno e de Rayleigh? O que representam os pontos de intersecção dessas duas curvas?

17–73C O número de Mach de um fluido pode ser maior que 1 após uma onda de choque? Explique.

17–74C Como o choque normal afeta (*a*) a velocidade do fluido, (*b*) a temperatura estática, (*c*) a temperatura de estagnação, (*d*) a pressão estática e (*e*) a pressão de estagnação?

17–75C Como ocorre o choque oblíquo? Qual é a diferença entre os choques oblíquos e os choques normais?

17–76C Para que um choque oblíquo ocorra, o escoamento a montante precisa ser supersônico? O escoamento a jusante de um choque oblíquo precisa ser subsônico?

17–77C É possível analisar um choque oblíquo como um choque normal, desde que o componente normal da velocidade (normal à superfície do choque) seja utilizado na análise. Você concorda com essa alegação?

17–78C Considere o escoamento de ar supersônico que se aproxima do nariz de uma cunha bidimensional e experimenta um choque oblíquo. Sob quais condições um choque oblíquo se destaca do nariz da cunha e forma uma onda de proa? Qual é o valor numérico do ângulo de choque do choque destacado no nariz?

17–79C Considere o escoamento supersônico imposto ao nariz arredondado de um avião. O choque oblíquo que se forma na frente do nariz será um choque colado ou destacado do nariz? Explique.

17–80C As relações isentrópicas dos gases ideais se aplicarão aos escoamentos através de (*a*) ondas de choque normais, (*b*) ondas de choque oblíquas e (*c*) ondas de expansão de Prandtl–Meyer?

17–81 Ar entra em um choque normal a 18 kPa, 205 K e 740 m/s. Calcule a pressão de estagnação e o número de Mach a montante do choque, bem como a pressão, a temperatura, a velocidade, o número de Mach e a pressão de estagnação a jusante do choque.

17–82 Calcule a variação da entropia do ar através da onda de choque normal do Prob. 17–81. *Resposta:* 0,218 kJ/kg · K

17–83 Ar entra em um bocal convergente-divergente de um túnel de vento supersônico a 1,0 MPa e 300 K, com velocidade baixa. Considerando que uma onda de choque normal ocorre no plano de saída do bocal a Ma = 2,4, determine a pressão, a temperatura, o número de Mach, a velocidade e a pressão de estagnação após a onda de choque.

Respostas: 448 kPa; 284 K; 0,523; 177 m/s; 540 kPa

17–84 Ar entra em um bocal convergente-divergente com velocidade baixa a 2,0 MPa e 100 °C. Considerando que a saída de área do bocal corresponde a 3,5 vezes a área de garganta, qual é a pressão necessária para produzir um choque normal no plano de saída do bocal? *Resposta:* 0,661 MPa

17–85 Qual deve ser a contrapressão do Prob. 17–84 para que um choque normal ocorra em um local onde a área de seção transversal seja o dobro da área da garganta?

17–86 O ar que escoa de forma permanente em um bocal passa por um choque normal a um número de Mach igual a 3,2. Considerando que a pressão e a temperatura do ar correspondem respectivamente a 58 kPa e 270 K a montante do choque, calcule a pressão, temperatura, velocidade, o número de Mach e a pressão de estagnação a jusante do choque. Compare esses resultados com aqueles obtidos para o hélio que passa por um choque normal nas mesmas condições.

17–87 Calcule a variação da entropia do ar através da onda de choque normal no Prob. 17–86.

17–88E O ar que escoa em regime permanente em um bocal passa por um choque normal a um número de Mach igual a 2,5. Considerando que a pressão e a temperatura do ar correspondem respectivamente a 10,0 psia e 440,5 R a montante do choque, calcule a pressão, temperatura, velocidade, o número de Mach e a pressão de estagnação a jusante do choque. Compare esses resultados com aqueles obtidos para o hélio que passa por um choque normal nas mesmas condições.

17–89E Reconsidere o Prob. 17–88E. Usando o EES (ou outro programa), estude os efeitos do ar e do hélio que flui em regime permanente em um bocal quando há um choque normal a um número de Mach na faixa de $2 < \text{Ma}_1 < 3{,}5$. Calcule também a variação de entropia do ar e do hélio através do choque normal. Tabule os resultados em uma tabela paramétrica.

17–90 Para um gás ideal que escoa através de um choque normal, desenvolva uma relação para V_2/V_1 utilizando k, Ma_1 e Ma_2.

17–91 Usando o EES (ou outro programa), calcule e esboce em um gráfico a variação da entropia do ar através do choque normal considerando números de Mach a montante entre 0,5 e 1,5 em incrementos de 0,1. Explique por que as ondas de choque normais só podem ocorrer para números de Mach a montante maiores que Ma = 1.

17–92 Considere o escoamento de ar supersônico que se aproxima do nariz de uma cunha bidimensional com número de Mach 5. Usando a Fig. 17–43, determine o ângulo de choque mínimo e o ângulo de deflexão máximo que um choque oblíquo direto pode ter.

17–93E Ar que flui a 6 psia, 480 R e $\text{Ma}_1 = 2{,}0$ é forçado a passar por uma curva de compressão de 15°. Determine o número de Mach, pressão e temperatura do ar após a compressão.

17–94 Considere o escoamento supersônico nas condições a montante de 70 kPa, 260 K e número de Mach 2,4 sobre uma cunha bidimensional de semiângulo 10°. Considerando que o eixo da cunha é inclinado em 25° com relação ao escoamento de ar a montante, determine o número de Mach a jusante, a pressão e a temperatura acima da cunha. *Respostas:* 3,105; 23,8 kPa; 191 K

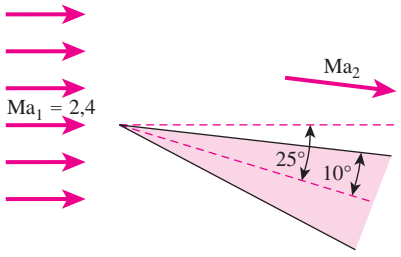


FIGURA P17–94

17–95 Reconsidere o Prob. 17–94. Determine o número de Mach a jusante, a pressão e a temperatura abaixo da cunha para um choque oblíquo forte e número de Mach a montante de 5.

17–96E Ar a 12 psia, 30 °F e um número de Mach de 2,0 é forçado a girar para cima em uma rampa que faz um ângulo de 8° para fora da direção de fluxo. Como resultado, forma-se um choque oblíquo fraco. Determine o ângulo da onda, o número de Mach, a pressão e a temperatura após o choque.

17–97 O ar que escoa a $P_1 = 40$ kPa, $T_1 = 280$ K e $Ma_1 = 3{,}6$ é forçado a passar por uma curva de expansão de 15°. Determine o número de Mach, a pressão e a temperatura do ar após a expansão. *Respostas:* 4,81; 8,31 kPa; 179 K

17–98 O ar que escoa a 60 kPa, 240 K e ao número de Mach 3,4 é imposto a uma cunha bidimensional de semiângulo 8°. Determine os dois ângulos de choque oblíquo possíveis, β_{fraco} e β_{forte}, que poderiam ser formados por essa cunha. Para cada caso, calcule a pressão, a temperatura e o número de Mach a jusante do choque oblíquo. Em seguida, compare e discuta.

Escoamento em duto sem atrito e com transferência de calor (escoamento de Rayleigh)

17–99C Qual é o aspecto característico do escoamento de Rayleigh? Quais são as principais hipóteses associadas ao escoamento de Rayleigh?

17–100C Em um diagrama *T-s* do escoamento de Rayleigh, o que representam os pontos na linha de Rayleigh?

17–101C Qual é o efeito do aquecimento e do resfriamento sobre a entropia do fluido durante o escoamento de Rayleigh?

17–102C Considere o escoamento subsônico de Rayleigh do ar com um número de Mach de 0,92. Calor é transferido para o fluido e o número de Mach aumenta para 0,95. A temperatura T do fluido aumenta, diminui ou permanece constante durante esse processo? E a temperatura de estagnação T_0?

17–103C Qual é o efeito do aquecimento do fluido sobre a velocidade do fluido no escoamento subsônico de Rayleigh? Responda as mesmas perguntas, considerando agora o escoamento supersônico de Rayleigh.

17–104C Considere o escoamento subsônico de Rayleigh que é acelerado até a velocidade sônica (Ma = 1) na saída do duto pelo aquecimento. Se o fluido continuar sendo aquecido, o escoamento na saída do duto será supersônico, subsônico ou permanecerá sônico?

17–105 Considere uma câmara de combustão tubular com 16 cm de diâmetro. O ar entra no tubo a 450 K, 380 kPa e 55 m/s. O combustível com poder calorífico de 39.000 kJ/kg é queimado com ar. Considerando que o número de Mach na saída é 0,8, determine a taxa de queima do combustível e a temperatura de saída. Considere uma combustão completa e despreze o aumento da vazão mássica devido à massa do combustível.

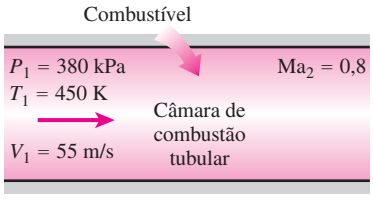


FIGURA P17–105

17–106 O ar é aquecido à medida que escoa de modo subsônico através de um duto. Quando a transferência de calor atinge 52 kJ/kg, observa-se que o escoamento é estrangulado, e que a velocidade e pressão estática medidas correspondem a 620 m/s e 270 kPa. Desprezando as perdas por atrito, determine a velocidade, a temperatura estática e a pressão estática na entrada do duto.

17–107E O ar escoa com atrito desprezível através de um duto de 4 polegadas de diâmetro a uma taxa de 5 lbm/s. A temperatura e a pressão na entrada são $T_1 = 800$ R e $P_1 = 30$ psia, e o número de Mach na saída é $Ma_2 = 1$. Determine a taxa de transferência de calor e a queda de pressão para essa seção do duto.

17–108 O ar entra com $V_1 = 70$ m/s, $T_1 = 600$ K e $P_1 = 350$ kPa em um duto sem atrito. Considerando uma variação de 600 K a 5.000 K para a temperatura de saída T_2, avalie a variação da entropia a intervalos de 200 K, e esboce a linha de Rayleigh em um diagrama *T-s*.

17–109E O ar é aquecido à medida que escoa através de um duto quadrado de 6 × 6 polegadas, com atrito desprezível. Na entrada, o ar está a $T_1 = 700$ R, $P_1 = 80$ psia e $V_1 = 260$ pés/s. Determine a taxa à qual calor deve ser transferido para o ar para estrangular o fluxo na saída do duto e a variação de entropia do ar durante esse processo.

17–110 Ar comprimido do compressor de uma turbina de gás entra na câmara de compressão a $T_1 = 550$ K, $P_1 = 600$ kPa e $Ma_1 = 0{,}2$ a uma taxa de 0,3 kg/s. Por meio da combustão, o calor é transferido para o ar a uma taxa de 200 kJ/s à medida que escoa através do ducto com atrito desprezível. Determine o número de Mach na saída do duto e a queda da pressão de estagnação $P_{01} - P_{02}$ durante esse processo. *Respostas:* 0,319; 21,8 kPa

17–111 Repita o Prob. 17–110 para uma taxa de transferência de calor de 300 kJ/s.

17–112 O ar entra em um duto retangular a $T_1 = 300$ K, $P_1 = 420$ kPa e $Ma_1 = 2$. O calor é transferido para o ar a uma taxa de 55 kJ/kg, à medida que escoa através do duto. Desprezando as perdas por atrito, determine a temperatura e o número de Mach na saída do duto. *Respostas:* 386 K; 1,64

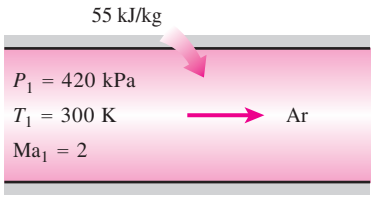


FIGURA P17–112

17–113 Repita o Prob. 17–112, considerando que o ar é resfriado a uma taxa de 55 kJ/kg.

17–114 Gás argônio entra em um duto com área de seção transversal constante a $Ma_1 = 0{,}2$, $P_1 = 320$ kPa e $T_1 = 400$ K a uma taxa de 1,2 kg/s. Desprezando as perdas por atrito, determine a maior taxa de transferência de calor para o argônio sem reduzir a vazão em massa.

17–115 Considere o escoamento supersônico do ar através de um duto com 10 cm de diâmetro e atrito desprezível. O ar entra no duto

a $Ma_1 = 1{,}8$, $P_{01} = 210$ kPa e $T_{01} = 600$ K, e é desacelerado pelo aquecimento. Determine a maior temperatura possível a qual o ar pode ser aquecido pela adição de calor sob a condição de que a vazão de massa permaneça constante.

Bocais de vapor

17–116C O que é a supersaturação? Sob quais condições isso ocorre?

17–117 O vapor de água entra em um bocal convergente a 4,0 MPa e 400 °C com velocidade desprezível e sai a 2,5 MPa. Para uma área de saída de bocal de 32 cm^2, determine a velocidade de saída, a vazão em massa e o número de Mach de saída, considerando que o bocal (*a*) é isentrópico e (*b*) tem uma eficiência de 94%.
Respostas: (a) 512 m/s; 15,5 kg/s; 0,877; (*b*) 496 m/s; 14,9 kg/s; 0,848

17–118E Vapor entra em um bocal convergente a 450 psia e 900 °F com uma velocidade desprezível e sai a 275 psia. Para uma área de saída do bocal de 3,75 pol^2, determine a velocidade de saída, a vazão mássica e o número de Mach na saída, considerando que o bocal (*a*) é isentrópico e (*b*) tem uma eficiência de 90%.
Respostas: (*a*) 1.847 pés/s; 18,7 lbm/s; 0,900; (*b*) 1.752 pés/s; 17,5 lbm/s; 0,849

17–119 O vapor de água entra em um bocal convergente-divergente a 1 MPa e 500 °C com uma velocidade desprezível e uma vazão em massa de 2,5 kg/s, e sai a uma pressão de 200 kPa. Considerando que o escoamento através do bocal é isentrópico, determine a área de saída e o número de Mach de saída.
Respostas: 31,5 cm^2; 1,738

17–120 Repita o Prob. 17–119, considerando uma eficiência de bocal igual a 90%.

Problemas de revisão

17–121 O ar do pneu de um automóvel é mantido a uma pressão de 220 kPa (manométrica) em um ambiente no qual a pressão atmosférica é 94 kPa. O ar do pneu está à temperatura ambiente de 25 °C. Após um acidente, surge um vazamento de 4 mm de diâmetro no pneu. Considerando um escoamento isentrópico, determine a vazão em massa inicial do ar através do vazamento.
Resposta: 0,554 kg/min

17–122 O empuxo desenvolvido pelo motor de um Boeing 777 é de aproximadamente 380 kN. Considerando o escoamento estrangulado nos bocais, determine a vazão em massa através do bocal. Considere as condições ambientais a 265 K e 85 kPa.

17–123 Uma sonda estacionária de temperatura inserida em um duto, no qual o ar escoa a 125 m/s, dá a leitura de 50 °C. Qual é a temperatura real do ar? *Resposta:* 42,2 °C

17–124 Nitrogênio entra em um trocador de calor em regime permanente a 150 kPa, 10 °C e 100 m/s, e recebe calor na quantidade de 125 kJ/kg à medida que escoa através dele. O nitrogênio sai do trocador de calor a 100 kPa com uma velocidade de 180 m/s. Determine a pressão de estagnação e a temperatura do nitrogênio nos estados de entrada e saída.

17–125 Deduza uma expressão para a velocidade do som com base na equação de estado de van der Waals $P = RT(v - b) - a/v^2$. Usando essa relação, determine a velocidade do som no dióxido de carbono a 50 °C e 200 kPa, e compare o resultado com aquele obtido quando se considerou um comportamento de gás ideal. As constantes de van der Waals do dióxido de carbono são $a = 364{,}3$ kPa·m^6/kmol^2 e $b = 0{,}0427$ m^3/kmol.

17–126 Obtenha a Eq. 17–10 a partir da Eq. 17–9, utilizando a regra cíclica e as relações entre as propriedades termodinâmicas

$$\frac{c_p}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P \quad \text{e} \quad \frac{c_v}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v.$$

17–127 Nos gases ideais que passam por escoamentos isentrópicos, obtenha as expressões para P/P^*, T/T^* e ρ/ρ^* como funções de k e Ma.

17–128 Usando as Eqs. 17–4, 17–13 e 17–14, verifique que, para o escoamento permanente dos gases ideais, $dT_0/T = dA/A + (1 - \text{Ma}^2)\, dV/V$. Explique o efeito do aquecimento e as variações de área sobre a velocidade de um gás ideal no escoamento permanente, considerando (*a*) um escoamento subsônico e (*b*) um escoamento supersônico.

17–129 Um avião subsônico voa a 9.000 m de altitude, na qual as condições atmosféricas são 30,8 kPa e 240 K. Uma sonda estática de Pitot mede a diferença entre as pressões estática e de estagnação, a qual resulta em 20 kPa. Calcule a velocidade do avião e o número de Mach de voo. *Respostas:* 272 m/s; 0,877

17–130 Esboce o gráfico do parâmetro do fluxo de massa $\dot{m}\sqrt{RT_0}/(AP_0)$ em relação ao número de Mach para $k = 1{,}2$, 1,4 e 1,6 no intervalo $0 \le \text{Ma} \le 1$.

17–131 Hélio entra em um bocal a 0,8 MPa, 500 K e a uma velocidade de 120 m/s. Considerando um escoamento isentrópico, determine a pressão e a temperatura do hélio em um local onde a velocidade do ar é igual à velocidade do som. Qual é a relação entre a área desse local e a área da entrada?

17–132 Repita o Prob. 17–131, considerando que a velocidade de entrada é desprezível.

17–133 O ar a 0,9 MPa e 500 K entra em um bocal convergente a uma velocidade de 230 m/s. A área de garganta é 10 cm^2. Considerando o escoamento isentrópico, calcule e plote a vazão em massa através do bocal, a velocidade de saída, o número de Mach de saída e a relação entre a pressão de saída e de estagnação *versus* a relação entre a contrapressão e a pressão de estagnação para o intervalo de contrapressão $0{,}9 \ge P_{cp} \ge 0{,}1$ MPa.

17–134 Vapor de água a 6,0 MPa e 700 K entra em um bocal convergente a uma velocidade desprezível. A área de garganta do bocal é de 8 cm^2. Considerando um escoamento isentrópico, esboce graficamente a pressão de saída, a velocidade de saída e a vazão mássica através do bocal *versus* a contrapressão P_{cp} para $6{,}0 \ge P_{cp} \ge 3{,}0$ MPa. Considere o vapor um gás ideal com $k = 1{,}3$, $c_p = 1{,}872$ kJ/kg·K e $R = 0{,}462$ kJ/kg·K.

17–135 Encontre a expressão da relação entre a pressão de estagnação após uma onda de choque e a pressão estática antes da onda

de choque como função de k e do número de Mach a montante da onda de choque Ma_1.

17–136 Nitrogênio a 700 kPa e 300 K entra em um bocal convergente-divergente a uma velocidade desprezível e passa por um choque normal em um local no qual o número de Mach é Ma = 3,0. Calcule a pressão, a temperatura, a velocidade, o número de Mach e a pressão de estagnação a jusante do choque. Compare esses resultados com aqueles obtidos para o ar que passa por um choque normal nas mesmas condições.

17–137 Um avião voa com um número de Mach $Ma_1 = 0,7$ a uma altitude de 7.000 m, na qual a pressão é 41,1 kPa e a temperatura é 242,7 K. O difusor na entrada do motor tem um número de Mach na saída de $Ma_2 = 0,25$. Para uma vazão em massa de 30 kg/s, determine a elevação da pressão estática através do difusor e a área de saída.

17–138 Hélio inicialmente a 1 MPa, 500 K e uma velocidade desprezível se expande em um bocal até 0,1 MPa. Calcule as áreas da garganta e da saída para uma vazão em massa de 0,25 kg/s, considerando que o bocal é isentrópico. Por que esse bocal deve ser convergente-divergente? *Respostas:* 3,51 cm^2; 5,84 cm^2

17–139E Hélio inicialmente a 150 psia, 900 R e uma velocidade desprezível se expande em um bocal até 15 psia. Calcule as áreas da garganta e da saída para uma vazão mássica de 0,2 lbm/s, considerando que o bocal é isentrópico. Por que esse bocal deve ser convergente-divergente?

17–140 Usando o programa EES e as relações da Tab. A–32, calcule as funções de escoamento compressível unidimensional de um gás ideal com $k = 1,667$ e apresente os resultados duplicando a Tab. A–32.

17–141 Usando o programa EES e as relações da Tab. A–33, calcule as funções de choque normal unidimensional de um gás ideal com $k = 1,667$ e apresente os resultados duplicando a Tab. A–33.

17–142 Considere uma mistura equimolar de oxigênio e nitrogênio. Determine a temperatura crítica, a pressão e a densidade para uma temperatura de estagnação e uma pressão de 600 K e 300 kPa respectivamente.

17–143 Usando o EES (ou outro programa), determine a forma de um bocal convergente-divergente para o ar com vazão em massa de 3 kg/s e condições de estagnação de entrada de 1.400 kPa e 200 °C. Considere que o escoamento é isentrópico. Repita os cálculos para incrementos de 50 kPa de quedas de pressão para uma pressão de saída de 100 kPa. Desenhe o bocal em escala, calculando e esboçando também um gráfico do número de Mach ao longo do bocal.

17–144 Usando o EES (ou outro programa) e as relações dadas na Tab. A–32, calcule as funções unidimensionais de escoamento compressível isentrópico, considerando uma variação de 1 a 10 em incrementos de 0,5 para o número de Mach a montante, para o ar com $k = 1,4$.

17–145 Repita o Prob. 17–144 para o metano com $k = 1,3$.

17–146 Usando o EES (ou outro programa) e as relações dadas na Tab. A–33, gere as funções unidimensionais de choque normal, considerando uma variação de 1 a 10 em incrementos de 0,5 para o número de Mach a montante, para o ar com $k = 1,4$.

17–147 Repita o Prob. 17–146 para o metano com $k = 1,3$.

17–148 O ar é resfriado à medida que escoa através de um ducto com 20 cm de diâmetro. As condições de entrada são $Ma_1 = 1,2$, $T_{01} = 350$ K e $P_{01} = 240$ kPa, e o número de Mach de saída é $Ma_2 = 2,0$. Desprezando os efeitos do atrito, determine a taxa de resfriamento do ar.

17–149 O ar é aquecido à medida que escoa de modo subsônico através de um duto quadrado de 8 × 8 cm. As propriedades do ar na entrada ($Ma_1 = 0,3$, $P_1 = 550$ kPa e $T_1 = 450$ K) são mantidas constantes durante todo o tempo. Desprezando as perdas por atrito, determine a mais alta taxa de transferência de calor para o ar no duto, sem afetar as condições de entrada. *Resposta:* 3.014 kW

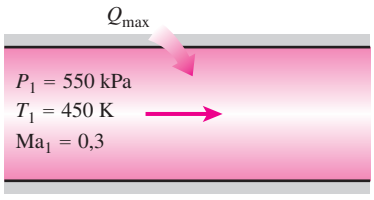


FIGURA P17–149

17–150 Repita o Prob. 17–149, considerando agora o hélio.

17–151 Ar é acelerado à medida que é aquecido em um duto com atrito desprezível. O ar entra a $V_1 = 100$ m/s, $T_1 = 400$ K e $P_1 = 35$ kPa e, em seguida, sai com um número de Mach $Ma_2 = 0,8$. Determine a transferência de calor para o ar em kJ/kg. Determine também a quantidade máxima de transferência de calor sem reduzir a vazão mássica do ar.

17–152 O ar em condições sônicas, a uma temperatura estática de 500 K e a uma pressão estática de 420 kPa, deve ser acelerado até um número de Mach de 1,6, resfriando à medida que escoa através de um canal com área de seção transversal constante. Desprezando os efeitos do atrito, determine a transferência de calor do ar necessária para esse processo, em kJ/kg. *Resposta:* 69,8 kJ/kg

17–153 Vapor de água saturado a 1,75 MPa, com 10% de umidade e velocidade desprezível entra em um bocal convergente-divergente e sai a 1,2 MPa. Considerando uma área de saída de bocal de 25 cm^2, determine a área da garganta, a velocidade de saída, a vazão mássica e o número de Mach de saída, considerando que o bocal (*a*) é isentrópico e (*b*) tem uma eficiência de 92%.

Problemas de múltipla escolha

17–154 Um avião desloca-se a uma velocidade de 400 m/s no ar em repouso a 5 °C. A temperatura do ar no nariz do avião onde a estagnação ocorre é

(*a*) 5 °C (*b*) 25 °C (*c*) 55 °C

(*d*) 80 °C (*e*) 85 °C

17–155 O ar escoa em um túnel de vento a 25 °C, 80 kPa e 250 m/s. A pressão de estagnação na sonda inserida na seção do escoamento é

(*a*) 87 kPa (*b*) 93 kPa (*c*) 113 kPa

(*d*) 119 kPa (*e*) 125 kPa

17–156 Um avião voa no ar em repouso a −20 °C e 40 kPa com um número de Mach de 0,86. A velocidade do avião é

(*a*) 91 m/s (*b*) 220 m/s (*c*) 186 m/s

(*d*) 274 m/s (*e*) 378 m/s

17–157 O ar escoa em um túnel de vento a 12 °C e 66 kPa a uma velocidade de 230 m/s. O número de Mach do escoamento é

(*a*) 0,54 m/s (*b*) 0,87 m/s (*c*) 3,3 m/s

(*d*) 0,36 m/s (*e*) 0,68 m/s

17–158 Em um bocal convergente, a velocidade é baixa na entrada e sônica no plano de saída. Considerando que o diâmetro de saída do bocal é reduzido pela metade, enquanto a temperatura de entrada do bocal e a pressão são mantidas iguais, a velocidade de saída do bocal

(*a*) permanecerá igual.

(*b*) dobrará.

(*c*) quadruplicará.

(*d*) diminuirá pela metade.

(*e*) diminuirá em um quarto.

17–159 Ar a 12 °C e 200 kPa se aproxima de um bocal convergente-divergente com baixa velocidade e sai do bocal à velocidade supersônica. A velocidade do ar na garganta do bocal é

(*a*) 338 m/s (*b*) 309 m/s (*c*) 280 m/s

(*d*) 256 m/s (*e*) 95 m/s

17–160 Gás argônio se aproxima de um bocal convergente-divergente com baixa velocidade a 20 °C e 120 kPa e sai do bocal à velocidade supersônica. Considerando que a área de seção transversal da garganta é 0,015 m^2, a vazão em massa do argônio através do bocal é

(*a*) 0,41 kg/s (*b*) 3,4 kg/s (*c*) 5,3 kg/s

(*d*) 17 kg/s (*e*) 22 kg/s

17–161 Dióxido de carbono entra em um bocal convergente-divergente a 60 m/s, 310 °C e 300 kPa, saindo do bocal a uma velocidade supersônica. A velocidade do dióxido de carbono na garganta do bocal é

(*a*) 125 m/s (*b*) 225 m/s (*c*) 312 m/s

(*d*) 353 m/s (*e*) 377 m/s

17–162 Considere o escoamento de gás através de um bocal convergente-divergente. Das cinco afirmações a seguir, selecione aquela que está incorreta:

(*a*) A velocidade do fluido na garganta nunca pode exceder a velocidade do som.

(*b*) Se a velocidade do fluido na garganta ficar abaixo da velocidade do som, o trecho divergente agirá como um difusor.

(*c*) Se o fluido entrar no trecho divergente com um número de Mach maior que 1, o escoamento na saída do bocal será supersônico.

(*d*) Não haverá escoamento através do bocal se a contrapressão for igual à pressão de estagnação.

(*e*) A velocidade do fluido diminui, a entropia aumenta e a entalpia de estagnação permanece constante durante o escoamento através de um choque normal.

17–163 Gases de combustão com $k = 1{,}33$ entram em um bocal convergente a uma temperatura de estagnação de 350 °C e a uma pressão de estagnação de 400 kPa, e são descarregados no ar atmosférico a 20 °C e 100 kPa. A menor pressão que ocorrerá dentro do bocal é

(*a*) 13 kPa (*b*) 100 kPa (*c*) 216 kPa

(*d*) 290 kPa (*e*) 315 kPa

Problemas que envolvem projetos, experimentos e redação de textos

17–164 Descubra se existe um túnel de vento supersônico em sua universidade. Se houver, consiga as dimensões do túnel de vento, as temperaturas e pressões, bem como o número de Mach em diversos locais durante a operação. Para quais experimentos típicos o túnel de vento é usado?

17–165 Considerando que você tem um termômetro e um dispositivo de medição da velocidade do som em um gás, explique como é possível determinar a fração molar do hélio em uma mistura de gás hélio e ar.

17–166 Projete um túnel de vento cilíndrico com 1 m de comprimento, cujo diâmetro seja de 25 cm e opere a um número de Mach de 1,8. O ar atmosférico entra no túnel de vento através de um bocal convergente-divergente, no qual é acelerado a velocidades supersônicas. O ar sai do túnel através de um difusor convergente-divergente, no qual é desacelerado até uma velocidade muito baixa antes de entrar na seção do ventilador. Despreze todas as irreversibilidades. Especifique as temperaturas e pressões em diversos locais, bem como a vazão em massa do ar em regime permanente. Por que às vezes é preciso desumidificar o ar antes de sua entrada no túnel de vento?

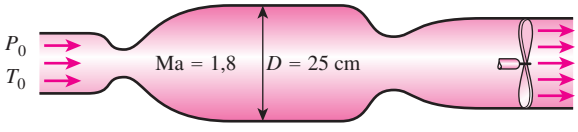


FIGURA P17–166

Apêndice

1

Tabelas e Diagramas de Propriedades (em Unidades no SI)

TABELA A–1 Massa molar, constante do gás, e propriedades do ponto crítico 908

TABELA A–2 Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns 909

TABELA A–3 Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns 912

TABELA A–4 Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 914

TABELA A–5 Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 916

TABELA A–6 Água, vapor superaquecido 918

TABELA A–7 Água, líquido comprimido 922

TABELA A–8 Água, sólido-vapor saturados 923

FIGURA A–9 Diagrama *T-s* da água 924

FIGURA A–10 Diagrama de Mollier para a água 925

TABELA A–11 Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 926

TABELA A–12 Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 928

TABELA A–13 Refrigerante-134a, vapor superaquecido 929

FIGURA A–14 Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a 931

FIGURA A–15 Diagrama generalizado de compressibilidade de Nelson–Obert 932

TABELA A–16 Propriedades da atmosfera a grandes altitudes 933

TABELA A–17 Propriedades de gás ideal do ar 934

TABELA A–18 Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 936

TABELA A–19 Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 938

TABELA A–20 Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 940

TABELA A–21 Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO 942

TABELA A–22 Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2 944

TABELA A–23 Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O 945

TABELA A–24 Propriedades de gás ideal do oxigênio monatômico, O 947

TABELA A–25 Propriedades de gás ideal da hidroxila, OH 947

TABELA A–26 Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 25°C e 1 atm 948

TABELA A–27 Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns 949

TABELA A–28 Logaritmos naturais da constante de equilíbrio K_P 950

FIGURA A–29 Diagrama generalizado do desvio de entalpia 951

FIGURA A–30 Diagrama generalizado do desvio de entropia 952

FIGURA A–31 Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm 953

TABELA A–32 Funções do escoamento compressível isentrópico unidimensional de um gás ideal com $k = 1,4$ 954

TABELA A–33 Funções de choque normal unidimensional para um gás ideal com $k = 1,4$ 955

TABELA A–34 Funções do escoamento de Rayleigh para um gás ideal com $k = 1,4$ 956

TABELA A–1

Massa molar, constante do gás e propriedades do ponto crítico

Substância	Fórmula	Massa molar, *M* kg/kmol	Constante do gás, *R* kJ/kg·K*	Propriedades do ponto crítico: Temperatura, K	Pressão, MPa	Volume, m^3/kmol
Ar	—	28,97	0,2870	132,5	3,77	0,0883
Amônia	NH_3	17,03	0,4882	405,5	11,28	0,0724
Argônio	Ar	39,948	0,2081	151	4,86	0,0749
Benzeno	C_6H_6	78,115	0,1064	562	4,92	0,2603
Bromo	Br_2	159,808	0,0520	584	10,34	0,1355
n-Butano	C_4H_{10}	58,124	0,1430	425,2	3,80	0,2547
Dióxido de carbono	CO_2	44,01	0,1889	304,2	7,39	0,0943
Monóxido de carbono	CO	28,011	0,2968	133	3,50	0,0930
Tetracloreto de carbono	CCl_4	153,82	0,05405	556,4	4,56	0,2759
Cloro	Cl_2	70,906	0,1173	417	7,71	0,1242
Clorofórmio	$CHCl_3$	119,38	0,06964	536,6	5,47	0,2403
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120,91	0,06876	384,7	4,01	0,2179
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102,92	0,08078	451,7	5,17	0,1973
Etano	C_2H_6	30,070	0,2765	305,5	4,48	0,1480
Álcool etílico	C_2H_5OH	46,07	0,1805	516	6,38	0,1673
Etileno	C_2H_4	28,054	0,2964	282,4	5,12	0,1242
Hélio	He	4,003	2,0769	5,3	0,23	0,0578
n-Hexano	C_6H_{14}	86,179	0,09647	507,9	3,03	0,3677
Hidrogênio	H_2	2,016	4,1240	33,3	1,30	0,0649
Kriptônio	Kr	83,80	0,09921	209,4	5,50	0,0924
Metano	CH_4	16,043	0,5182	191,1	4,64	0,0993
Álcool metílico	CH_3OH	32,042	0,2595	513,2	7,95	0,1180
Clorometano	CH_3Cl	50,488	0,1647	416,3	6,68	0,1430
Neônio	Ne	20,183	0,4119	44,5	2,73	0,0417
Nitrogênio	N_2	28,013	0,2968	126,2	3,39	0,0899
Óxido nitroso	N_2O	44,013	0,1889	309,7	7,27	0,0961
Oxigênio	O_2	31,999	0,2598	154,8	5,08	0,0780
Propano	C_3H_8	44,097	0,1885	370	4,26	0,1998
Propileno	C_3H_6	42,081	0,1976	365	4,62	0,1810
Dióxido de enxofre	SO_2	64,063	0,1298	430,7	7,88	0,1217
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102,03	0,08149	374,2	4,059	0,1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137,37	0,06052	471,2	4,38	0,2478
Água	H_2O	18,015	0,4615	647,1	22,06	0,0560
Xenônio	Xe	131,30	0,06332	289,8	5,88	0,1186

*A unidade kJ/kg·K equivale a kPa·m^3/kg·K. A constante do gás é calculada por $R = R_u/M$, onde $R_u = 8{,}31447$ kJ/kmol·K e M é a massa molar.

Fonte: K. A. Kobe e R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117-236; e ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), pp. 16.4 e 36.1.

TABELA A–2

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns

(*a*) A 300K

Gás	Fórmula	Constante do gás, R kJ/kg·K	c_p kJ/kg·K	c_v kJ/kg·K	k
Ar	—	0,2870	1,005	0,718	1,400
Argônio	Ar	0,2081	0,5203	0,3122	1,667
Butano	C_4H_{10}	0,1433	1,7164	1,5734	1,091
Dióxido de carbono	CO_2	0,1889	0,846	0,657	1,289
Monóxido de carbono	CO	0,2968	1,040	0,744	1,400
Etano	C_2H_6	0,2765	1,7662	1,4897	1,186
Etileno	C_2H_4	0,2964	1,5482	1,2518	1,237
Hélio	He	2,0769	5,1926	3,1156	1,667
Hidrogênio	H_2	4,1240	14,307	10,183	1,405
Metano	CH_4	0,5182	2,2537	1,7354	1,299
Neônio	Ne	0,4119	1,0299	0,6179	1,667
Nitrogênio	N_2	0,2968	1,039	0,743	1,400
Octano	C_8H_{18}	0,0729	1,7113	1,6385	1,044
Oxigênio	O_2	0,2598	0,918	0,658	1,395
Propano	C_3H_8	0,1885	1,6794	1,4909	1,126
Vapor de água	H_2O	0,4615	1,8723	1,4108	1,327

Nota: A unidade kJ/kg·K é equivalente a kJ/kg·°C.

Fonte: Kyle, B. G., *Chemical and Process Thermodynamics* 3/E by Kyle, B. G. © 2000. Adaptado com a permissão de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, NJ.

TABELA A–2

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns (*continuação*)

(*b*) Para diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg·K	c_v kJ/kg·K	k	c_p kJ/kg·K	c_v kJ/kg·K	k	c_p kJ/kg·K	c_v kJ/kg·K	k
	Ar			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
250	1,003	0,716	1,401	0,791	0,602	1,314	1,039	0,743	1,400
300	1,005	0,718	1,400	0,846	0,657	1,288	1,040	0,744	1,399
350	1,008	0,721	1,398	0,895	0,706	1,268	1,043	0,746	1,398
400	1,013	0,726	1,395	0,939	0,750	1,252	1,047	0,751	1,395
450	1,020	0,733	1,391	0,978	0,790	1,239	1,054	0,757	1,392
500	1,029	0,742	1,387	1,014	0,825	1,229	1,063	0,767	1,387
550	1,040	0,753	1,381	1,046	0,857	1,220	1,075	0,778	1,382
600	1,051	0,764	1,376	1,075	0,886	1,213	1,087	0,790	1,376
650	1,063	0,776	1,370	1,102	0,913	1,207	1,100	0,803	1,370
700	1,075	0,788	1,364	1,126	0,937	1,202	1,113	0,816	1,364
750	1,087	0,800	1,359	1,148	0,959	1,197	1,126	0,829	1,358
800	1,099	0,812	1,354	1,169	0,980	1,193	1,139	0,842	1,353
900	1,121	0,834	1,344	1,204	1,015	1,186	1,163	0,866	1,343
1.000	1,142	0,855	1,336	1,234	1,045	1,181	1,185	0,888	1,335
	Hidrogênio, H_2			*Nitrogênio, N_2*			*Oxigênio, O_2*		
250	14,051	9,927	1,416	1,039	0,742	1,400	0,913	0,653	1,398
300	14,307	10,183	1,405	1,039	0,743	1,400	0,918	0,658	1,395
350	14,427	10,302	1,400	1,041	0,744	1,399	0,928	0,668	1,389
400	14,476	10,352	1,398	1,044	0,747	1,397	0,941	0,681	1,382
450	14,501	10,377	1,398	1,049	0,752	1,395	0,956	0,696	1,373
500	14,513	10,389	1,397	1,056	0,759	1,391	0,972	0,712	1,365
550	14,530	10,405	1,396	1,065	0,768	1,387	0,988	0,728	1,358
600	14,546	10,422	1,396	1,075	0,778	1,382	1,003	0,743	1,350
650	14,571	10,447	1,395	1,086	0,789	1,376	1,017	0,758	1,343
700	14,604	10,480	1,394	1,098	0,801	1,371	1,031	0,771	1,337
750	14,645	10,521	1,392	1,110	0,813	1,365	1,043	0,783	1,332
800	14,695	10,570	1,390	1,121	0,825	1,360	1,054	0,794	1,327
900	14,822	10,698	1,385	1,145	0,849	1,349	1,074	0,814	1,319
1.000	14,983	10,859	1,380	1,167	0,870	1,341	1,090	0,830	1,313

Fonte: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), p. 783, Tabela A–4M. Publicado originalmente em *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

TABELA A–2

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns (*conclusão*)

(*c*) Como função da temperatura

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$
(T em K, c_p em kJ/kmol·K)

Substância	Fórmula	*a*	*b*	*c*	*d*	Faixa de temperatura, K	Margem de erro (%) Máx.	Méd.
Nitrogênio	N_2	28,90	$-0{,}1571 \times 10^{-2}$	$0{,}8081 \times 10^{-5}$	$-2{,}873 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,59	0,34
Oxigênio	O_2	25,48	$1{,}520 \times 10^{-2}$	$-0{,}7155 \times 10^{-5}$	$1{,}312 \times 10^{-9}$	273–1.800	1,19	0,28
Ar	—	28,11	$0{,}1967 \times 10^{-2}$	0.4802×10^{-5}	$-1{,}966 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,72	0,33
Hidrogênio	H_2	29,11	$-0{,}1916 \times 10^{-2}$	$0{,}4003 \times 10^{-5}$	$-0{,}8704 \times 10^{-9}$	273–1.800	1,01	0,26
Monóxido de carbono	CO	28,16	$0{,}1675 \times 10^{-2}$	$0{,}5372 \times 10^{-5}$	$-2{,}222 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,89	0,37
Dióxido de carbono	CO_2	22,26	$5{,}981 \times 10^{-2}$	$-3{,}501 \times 10^{-5}$	$7{,}469 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,67	0,22
Vapor de água	H_2O	32,24	$0{,}1923 \times 10^{-2}$	$1{,}055 \times 10^{-5}$	$-3{,}595 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,53	0,24
Óxido nítrico	NO	29,34	$-0{,}09395 \times 10^{-2}$	$0{,}9747 \times 10^{-5}$	$-4{,}187 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,97	0,36
Óxido nitroso	N_2O	24,11	$5{,}8632 \times 10^{-2}$	$-3{,}562 \times 10^{-5}$	$10{,}58 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,59	0,26
Dióxido de nitrogênio	NO_2	22,9	$5{,}715 \times 10^{-2}$	$-3{,}52 \times 10^{-5}$	$7{,}87 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,46	0,18
Amônia	NH_3	27,568	$2{,}5630 \times 10^{-2}$	$0{,}99072 \times 10^{-5}$	$-6{,}6909 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,91	0,36
Enxofre	S_2	27,21	$2{,}218 \times 10^{-2}$	$-1{,}628 \times 10^{-5}$	$3{,}986 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,99	0,38
Dióxido de enxofre	SO_2	25,78	$5{,}795 \times 10^{-2}$	$-3{,}812 \times 10^{-5}$	$8{,}612 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,45	0,24
Trióxido de enxofre	SO_3	16,40	$14{,}58 \times 10^{-2}$	$-11{,}20 \times 10^{-5}$	$32{,}42 \times 10^{-9}$	273–1.300	0,29	0,13
Acetileno	C_2H_2	21,8	$9{,}2143 \times 10^{-2}$	$-6{,}527 \times 10^{-5}$	$18{,}21 \times 10^{-9}$	273–1.500	1,46	0,59
Benzeno	C_6H_6	−36,22	$48{,}475 \times 10^{-2}$	$-31{,}57 \times 10^{-5}$	$77{,}62 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,34	0,20
Metanol	CH_4O	19,0	$9{,}152 \times 10^{-2}$	$-1{,}22 \times 10^{-5}$	$-8{,}039 \times 10^{-9}$	273–1.000	0,18	0,08
Etanol	C_2H_6O	19,9	$20{,}96 \times 10^{-2}$	$-10{,}38 \times 10^{-5}$	$20{,}05 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,40	0,22
Cloreto de hidrogênio	HCl	30,33	$-0{,}7620 \times 10^{-2}$	$1{,}327 \times 10^{-5}$	$-4{,}338 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,22	0,08
Metano	CH_4	19,89	$5{,}024 \times 10^{-2}$	$1{,}269 \times 10^{-5}$	$-11{,}01 \times 10^{-9}$	273–1.500	1,33	0,57
Etano	C_2H_6	6,900	$17{,}27 \times 10^{-2}$	$-6{,}406 \times 10^{-5}$	$7{,}285 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,83	0,28
Propano	C_3H_8	−4,04	$30{,}48 \times 10^{-2}$	$-15{,}72 \times 10^{-5}$	$31{,}74 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,40	0,12
n-Butano	C_4H_{10}	3,96	$37{,}15 \times 10^{-2}$	$-18{,}34 \times 10^{-5}$	$35{,}00 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,54	0,24
i-Butano	C_4H_{10}	−7,913	$41{,}60 \times 10^{-2}$	$-23{,}01 \times 10^{-5}$	$49{,}91 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,25	0,13
n-Pentano	C_5H_{12}	6,774	$45{,}43 \times 10^{-2}$	$-22{,}46 \times 10^{-5}$	$42{,}29 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,56	0,21
n-Hexano	C_6H_{14}	6,938	$55{,}22 \times 10^{-2}$	$-28{,}65 \times 10^{-5}$	$57{,}69 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,72	0,20
Etileno	C_2H_4	3,95	$15{,}64 \times 10^{-2}$	$-8{,}344 \times 10^{-5}$	$17{,}67 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,54	0,13
Propileno	C_3H_6	3,15	$23{,}83 \times 10^{-2}$	$-12{,}18 \times 10^{-5}$	$24{,}62 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,73	0,17

Fonte: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics* (Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984). Usado com permissão.

TABELA A–3

Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns

(*a*) Líquidos

	Dados de ebulição a 1 atm		*Dados de solidificação*		*Propriedades dos líquidos*		
Substância	**Ponto normal de ebulição, °C**	**Calor latente de vaporização h_{lv}, kJ/kg**	**Ponto de solidificação, °C**	**Calor latente de fusão h_{sl}, kJ/kg**	**Temperatura, °C**	**Densidade ρ, kg/m³**	**Calor específico c_p, kJ/kg·K**
Amônia	−33,3	1.357	−77,7	322,4	−33,3	682	4,43
					−20	665	4,52
					0	639	4,60
					25	602	4,80
Argônio	−185,9	161,6	−189,3	28	−185,6	1.394	1,14
Benzeno	80,2	394	5,5	126	20	879	1,72
Salmoura (20% de cloreto de sódio em massa)	103,9	—	−17,4	—	20	1.150	3,11
n-Butano	−0,5	385,2	−138,5	80,3	−0,5	601	2,31
Dióxido de carbono	−78,4*	230,5 (em 0 °C)	−56,6		0	298	0,59
Etanol	78,2	838,3	−114,2	109	25	783	2,46
Álcool etílico	78,6	855	−156	108	20	789	2,84
Etilenoglicol	198,1	800,1	−10,8	181,1	20	1.109	2,84
Glicerina	179,9	974	18,9	200,6	20	1.261	2,32
Hélio	−268,9	22,8	—	—	−268,9	146,2	22,8
Hidrogênio	−252,8	445,7	−259,2	59,5	−252,8	70,7	10,0
Isobutano	−11,7	367,1	−160	105,7	−11,7	593,8	2,28
Querosene	204–293	251	−24,9	—	20	820	2,00
Mercúrio	356,7	294,7	−38,9	11,4	25	13,560	0,139
Metano	−161,5	510,4	−182,2	58,4	−161,5	423	3,49
					−100	301	5,79
Metanol	64,5	1.100	−97,7	99,2	25	787	2,55
Nitrogênio	−195,8	198,6	−210	25,3	−195,8	809	2,06
					−160	596	2,97
Octano	124,8	306,3	−57,5	180,7	20	703	2,10
Óleo (leve)					25	910	1,80
Oxigênio	−183	212,7	−218,8	13,7	−183	1.141	1,71
Petróleo	—	230–384			20	640	2,0
Propano	−42,1	427,8	−187,7	80,0	−42,1	581	2,25
					0	529	2,53
					50	449	3,13
Refrigerante-134a	−26,1	217,0	−96,6	—	−50	1.443	1,23
					−26,1	1.374	1,27
					0	1.295	1,34
					25	1.207	1,43
Água	100	2.257	0,0	333,7	0	1.000	4,22
					25	997	4,18
					50	988	4,18
					75	975	4,19
					100	958	4,22

* Temperatura de sublimação. (A pressões abaixo da pressão do ponto triplo de 518 kPa, o dióxido de carbono existe como um sólido ou um gás. Da mesma forma, a temperatura do ponto de solidificação do dióxido de carbono é a temperatura de ponto triplo, −56,5 °C.)

TABELA A–3

Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns (*conclusão*)

(*b*) Sólidos (valores à temperatura ambiente, a menos que seja indicado ao contrário)

Substância	Densidade, ρ kg/m³	Calor específico, c_p kJ/kg·K
Metais		
Alumínio		
200 K		0,797
250 K		0,859
300 K	2,700	0,902
350 K		0,929
400 K		0,949
450 K		0,973
500 K		0,997
Bronze (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8,280	0,400
Latão amarelo (65% Cu, 35% Zn)	8,310	0,400
Cobre		
−173 °C		0,254
−100 °C		0,342
−50 °C		0,367
0 °C		0,381
27 °C	8,900	0,386
100 °C		0,393
200 °C		0,403
Ferro	7,840	0,45
Chumbo	11,310	0,128
Magnésio	1,730	1,000
Níquel	8,890	0,440
Prata	10,470	0,235
Aço leve	7,830	0,500
Tungstênio	19,400	0,130

Substância	Densidade, ρ kg/m³	Calor específico, c_p kJ/kg·K
Não metais		
Asfalto	2.110	0,920
Tijolo, comum	1.922	0,79
Tijolo, refratário (500 °C)	2.300	0,960
Concreto	2.300	0,653
Argila	1.000	0,920
Diamante	2.420	0,616
Vidro (janela)	2.700	0,800
Vidro *pyrex*	2.230	0,840
Grafite	2.500	0,711
Granito	2.700	1,017
Gesso	800	1,09
Gelo		
200 K		1,56
220 K		1,71
240 K		1,86
260 K		2,01
273 K	921	2,11
Pedra calcária	1.650	0,909
Mármore	2.600	0,880
Compensado	545	1,21
Borracha (macia)	1.100	1,840
Borracha (dura)	1.150	2,009
Areia	1.520	0,800
Pedra	1.500	0,800
Madeira (dura)	721	1,26
Madeira (macia)	513	1,38

(*c*) Alimentos

Alimento	Conteúdo de água, % (massa)	Ponto de congelamento °C	Calor específico, kJ/kg·K: Acima do pto. de cong.	Calor específico, kJ/kg·K: Abaixo do pto. de cong.	Calor latente de fusão kJ/kg
Maçãs	84	−1,1	3,65	1,90	281
Bananas	75	−0,8	3,35	1,78	251
Carne bovina	67	—	3,08	1,68	224
Brócolis	90	−0,6	3,86	1,97	301
Manteiga	16	—	—	1,04	53
Queijo suíço	39	−10,0	2,15	1,33	130
Cerejas	80	−1,8	3,52	1,85	267
Frango	74	−2,8	3,32	1,77	247
Milho	74	−0,6	3,32	1,77	247
Ovos inteiros	74	−0,6	3,32	1,77	247
Sorvete	63	−5,6	2,95	1,63	210

Alimento	Conteúdo de água, % (massa)	Ponto de congelamento °C	Calor específico, kJ/kg·K: Acima do pto. de cong.	Calor específico, kJ/kg·K: Abaixo do pto. de cong.	Calor latente de fusão kJ/kg
Alface	95	−0,2	4,02	2,04	317
Leite integral	88	−0,6	3,79	1,95	294
Laranjas	87	−0,8	3,75	1,94	291
Batatas	78	−0,6	3,45	1,82	261
Salmão	64	−2,2	2,98	1,65	214
Camarão	83	−2,2	3,62	1,89	277
Espinafre	93	−0,3	3,96	2,01	311
Morangos	90	−0,8	3,86	1,97	301
Tomates maduros	94	−0,5	3,99	2,02	314
Peru	64	—	2,98	1,65	214
Melancia	93	−0,4	3,96	2,01	311

Fonte: Os valores foram obtidos de diversos manuais e outras fontes ou foram calculados. O conteúdo de água e os dados do ponto de congelamento dos alimentos foram obtidos de *ASHRAE, Handbook of Fundamentals*, SI version (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), Capítulo 30, Tabela 1. Para frutas e vegetais, o ponto de congelamento é a temperatura na qual o congelamento começa. Para os outros alimentos, é a temperatura média de congelamento.

TABELA A–4

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura

		Volume específico, m³/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Temp., T °C	Press. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_l	Vapor sat. v_v	Líq. sat. u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líq. sat. h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líq. sat. s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat. s_v
0,01	0,6117	0,001000	206,00	0,000	2.374,9	2.374,9	0,001	2.500,9	2.500,9	0,0000	9,1556	9,1556
5	0,8725	0,001000	147,03	21,019	2.360,8	2.381,8	21,020	2.489,1	2.510,1	0,0763	8,9487	9,0249
10	1,2281	0,001000	106,32	42,020	2.346,6	2.388,7	42,022	2.477,2	2.519,2	0,1511	8,7488	8,8999
15	1,7057	0,001001	77,885	62,980	2.332,5	2.395,5	62,982	2.465,4	2.528,3	0,2245	8,5559	8,7803
20	2,3392	0,001002	57,762	83,913	2.318,4	2.402,3	83,915	2.453,5	2.537,4	0,2965	8,3696	8,6661
25	3,1698	0,001003	43,340	104,83	2.304,3	2.409,1	104,83	2.441,7	2.546,5	0,3672	8,1895	8,5567
30	4,2469	0,001004	32,879	125,73	2.290,2	2.415,9	125,74	2.429,8	2.555,6	0,4368	8,0152	8,4520
35	5,6291	0,001006	25,205	146,63	2.276,0	2.422,7	146,64	2.417,9	2.564,6	0,5051	7,8466	8,3517
40	7,3851	0,001008	19,515	167,53	2.261,9	2.429,4	167,53	2.406,0	2.573,5	0,5724	7,6832	8,2556
45	9,5953	0,001010	15,251	188,43	2.247,7	2.436,1	188,44	2.394,0	2.582,4	0,6386	7,5247	8,1633
50	12,352	0,001012	12,026	209,33	2.233,4	2.442,7	209,34	2.382,0	2.591,3	0,7038	7,3710	8,0748
55	15,763	0,001015	9,5639	230,24	2.219,1	2.449,3	230,26	2.369,8	2.600,1	0,7680	7,2218	7,9898
60	19,947	0,001017	7,6670	251,16	2.204,7	2.455,9	251,18	2.357,7	2.608,8	0,8313	7,0769	7,9082
65	25,043	0,001020	6,1935	272,09	2.190,3	2.462,4	272,12	2.345,4	2.617,5	0,8937	6,9360	7,8296
70	31,202	0,001023	5,0396	293,04	2.175,8	2.468,9	293,07	2.333,0	2.626,1	0,9551	6,7989	7,7540
75	38,597	0,001026	4,1291	313,99	2.161,3	2.475,3	314,03	2.320,6	2.634,6	1,0158	6,6655	7,6812
80	47,416	0,001029	3,4053	334,97	2.146,6	2.481,6	335,02	2.308,0	2.643,0	1,0756	6,5355	7,6111
85	57,868	0,001032	2,8261	355,96	2.131,9	2.487,8	356,02	2.295,3	2.651,4	1,1346	6,4089	7,5435
90	70,183	0,001036	2,3593	376,97	2.117,0	2.494,0	377,04	2.282,5	2.659,6	1,1929	6,2853	7,4782
95	84,609	0,001040	1,9808	398,00	2.102,0	2.500,1	398,09	2.269,6	2.667,6	1,2504	6,1647	7,4151
100	101,42	0,001043	1,6720	419,06	2.087,0	2.506,0	419,17	2.256,4	2.675,6	1,3072	6,0470	7,3542
105	120,90	0,001047	1,4186	440,15	2.071,8	2.511,9	440,28	2.243,1	2.683,4	1,3634	5,9319	7,2952
110	143,38	0,001052	1,2094	461,27	2.056,4	2.517,7	461,42	2.229,7	2.691,1	1,4188	5,8193	7,2382
115	169,18	0,001056	1,0360	482,42	2.040,9	2.523,3	482,59	2.216,0	2.698,6	1,4737	5,7092	7,1829
120	198,67	0,001060	0,89133	503,60	2.025,3	2.528,9	503,81	2.202,1	2.706,0	1,5279	5,6013	7,1292
125	232,23	0,001065	0,77012	524,83	2.009,5	2.534,3	525,07	2.188,1	2.713,1	1,5816	5,4956	7,0771
130	270,28	0,001070	0,66808	546,10	1.993,4	2.539,5	546,38	2.173,7	2.720,1	1,6346	5,3919	7,0265
135	313,22	0,001075	0,58179	567,41	1.977,3	2.544,7	567,75	2.159,1	2.726,9	1,6872	5,2901	6,9773
140	361,53	0,001080	0,50850	588,77	1.960,9	2.549,6	589,16	2.144,3	2.733,5	1,7392	5,1901	6,9294
145	415,68	0,001085	0,44600	610,19	1.944,2	2.554,4	610,64	2.129,2	2.739,8	1,7908	5,0919	6,8827
150	476,16	0,001091	0,39248	631,66	1.927,4	2.559,1	632,18	2.113,8	2.745,9	1,8418	4,9953	6,8371
155	543,49	0,001096	0,34648	653,19	1.910,3	2.563,5	653,79	2.098,0	2.751,8	1,8924	4,9002	6,7927
160	618,23	0,001102	0,30680	674,79	1.893,0	2.567,8	675,47	2.082,0	2.757,5	1,9426	4,8066	6,7492
165	700,93	0,001108	0,27244	696,46	1.875,4	2.571,9	697,24	2.065,6	2.762,8	1,9923	4,7143	6,7067
170	792,18	0,001114	0,24260	718,20	1.857,5	2.575,7	719,08	2.048,8	2.767,9	2,0417	4,6233	6,6650
175	892,60	0,001121	0,21659	740,02	1.839,4	2.579,4	741,02	2.031,7	2.772,7	2,0906	4,5335	6,6242
180	1.002,8	0,001127	0,19384	761,92	1.820,9	2.582,8	763,05	2.014,2	2.777,2	2,1392	4,4448	6,5841
185	1.123,5	0,001134	0,17390	783,91	1.802,1	2.586,0	785,19	1.996,2	2.781,4	2,1875	4,3572	6,5447
190	1.255,2	0,001141	0,15636	806,00	1.783,0	2.589,0	807,43	1.977,9	2.785,3	2,2355	4,2705	6,5059
195	1.398,8	0,001149	0,14089	828,18	1.763,6	2.591,7	829,78	1.959,0	2.788,8	2,2831	4,1847	6,4678
200	1.554,9	0,001157	0,12721	850,46	1.743,7	2.594,2	852,26	1.939,8	2.792,0	2,3305	4,0997	6,4302

TABELA A–4

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura (*conclusão*)

		Volume específico, m³/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Temp., T °C	**Press. sat., P_{sat} kPa**	**Líq. sat. v_l**	**Vapor sat. v_v**	**Líq. sat. u_l**	**Evap., u_{lv}**	**Vapor sat. u_v**	**Líq. sat. h_l**	**Evap., h_{lv}**	**Vapor sat. h_v**	**Líq. sat. s_l**	**Evap., s_{lv}**	**Vapor sat. s_v**
205	1.724,3	0,001164	0,11508	872,86	1.723,5	2.596,4	874,87	1.920,0	2.794,8	2,3776	4,0154	6,3930
210	1.907,7	0,001173	0,10429	895,38	1.702,9	2.598,3	897,61	1.899,7	2.797,3	2,4245	3,9318	6,3563
215	2.105,9	0,001181	0,094680	918,02	1.681,9	2.599,9	920,50	1.878,8	2.799,3	2,4712	3,8489	6,3200
220	2.319,6	0,001190	0,086094	940,79	1.660,5	2.601,3	943,55	1.857,4	2.801,0	2,5176	3,7664	6,2840
225	2.549,7	0,001199	0,078405	963,70	1.638,6	2.602,3	966,76	1.835,4	2.802,2	2,5639	3,6844	6,2483
230	2.797,1	0,001209	0,071505	986,76	1.616,1	2.602,9	990,14	1.812,8	2.802,9	2,6100	3,6028	6,2128
235	3.062,6	0,001219	0,065300	1.010,0	1.593,2	2.603,2	1.013,7	1.789,5	2.803,2	2,6560	3,5216	6,1775
240	3.347,0	0,001229	0,059707	1.033,4	1.569,8	2.603,1	1.037,5	1.765,5	2.803,0	2,7018	3,4405	6,1424
245	3.651,2	0,001240	0,054656	1.056,9	1.545,7	2.602,7	1.061,5	1.740,8	2.802,2	2,7476	3,3596	6,1072
250	3.976,2	0,001252	0,050085	1.080,7	1.521,1	2.601,8	1.085,7	1.715,3	2.801,0	2,7933	3,2788	6,0721
255	4.322,9	0,001263	0,045941	1.104,7	1.495,8	2.600,5	1.110,1	1.689,0	2.799,1	2,8390	3,1979	6,0369
260	4.692,3	0,001276	0,042175	1.128,8	1.469,9	2.598,7	1.134,8	1.661,8	2.796,6	2,8847	3,1169	6,0017
265	5.085,3	0,001289	0,038748	1.153,3	1.443,2	2.596,5	1.159,8	1.633,7	2.793,5	2,9304	3,0358	5,9662
270	5.503,0	0,001303	0,035622	1.177,9	1.415,7	2.593,7	1.185,1	1.604,6	2.789,7	2,9762	2,9542	5,9305
275	5.946,4	0,001317	0,032767	1.202,9	1.387,4	2.590,3	1.210,7	1.574,5	2.785,2	3,0221	2,8723	5,8944
280	6.416,6	0,001333	0,030153	1.228,2	1.358,2	2.586,4	1.236,7	1.543,2	2.779,9	3,0681	2,7898	5,8579
285	6.914,6	0,001349	0,027756	1.253,7	1.328,1	2.581,8	1.263,1	1.510,7	2.773,7	3,1144	2,7066	5,8210
290	7.441,8	0,001366	0,025554	1.279,7	1.296,9	2.576,5	1.289,8	1.476,9	2.766,7	3,1608	2,6225	5,7834
295	7.999,0	0,001384	0,023528	1.306,0	1.264,5	2.570,5	1.317,1	1.441,6	2.758,7	3,2076	2,5374	5,7450
300	8.587,9	0,001404	0,021659	1.332,7	1.230,9	2.563,6	1.344,8	1.404,8	2.749,6	3,2548	2,4511	5,7059
305	9.209,4	0,001425	0,019932	1.360,0	1.195,9	2.555,8	1.373,1	1.366,3	2.739,4	3,3024	2,3633	5,6657
310	9.865,0	0,001447	0,018333	1.387,7	1.159,3	2.547,1	1.402,0	1.325,9	2.727,9	3,3506	2,2737	5,6243
315	10.556	0,001472	0,016849	1.416,1	1.121,1	2.537,2	1.431,6	1.283,4	2.715,0	3,3994	2,1821	5,5816
320	11.284	0,001499	0,015470	1.445,1	1.080,9	2.526,0	1.462,0	1.238,5	2.700,6	3,4491	2,0881	5,5372
325	12.051	0,001528	0,014183	1.475,0	1.038,5	2.513,4	1.493,4	1.191,0	2.684,3	3,4998	1,9911	5,4908
330	12.858	0,001560	0,012979	1.505,7	993,5	2.499.2	1.525,8	1.140,3	2.666,0	3,5516	1,8906	5,4422
335	13.707	0,001597	0,011848	1.537,5	945,5	2.483,0	1.559,4	1.086,0	2.645,4	3,6050	1,7857	5,3907
340	14.601	0,001638	0,010783	1.570,7	893,8	2.464,5	1.594,6	1.027,4	2.622,0	3,6602	1,6756	5,3358
345	15.541	0,001685	0,009772	1.605,5	837,7	2.443,2	1.631,7	963,4	2.595,1	3,7179	1,5585	5,2765
350	16.529	0,001741	0,008806	1.642,4	775,9	2.418,3	1.671,2	892,7	2.563,9	3,7788	1,4326	5,2114
355	17.570	0,001808	0,007872	1.682,2	706,4	2.388,6	1.714,0	812,9	2.526,9	3,8442	1,2942	5,1384
360	18.666	0,001895	0,006950	1.726,2	625,7	2.351,9	1.761,5	720,1	2.481,6	3,9165	1,1373	5,0537
365	19.822	0,002015	0,006009	1.777,2	526,4	2.303,6	1.817,2	605,5	2.422,7	4,0004	0,9489	4,9493
370	21.044	0,002217	0,004953	1.844,5	385,6	2.230,1	1.891,2	443,1	2.334,3	4,1119	0,6890	4,8009
373,95	22.064	0,003106	0,003106	2.015,7	0	2.015,7	2.084,3	0	2.084,3	4,4070	0	4,4070

Fonte: As Tabs. A–4 até A–8 foram geradas usando o programa *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. A rotina utilizada nos cálculos é a Steam_IAPWS de alta exatidão, que incorpora a Formulação de 1995 para as Propriedades Termodinâmicas da Substância Água Comum para Uso Geral e Científico, emitida pela The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Essa formulação substitui aquela feita em 1984 por Haar, Gallagher e Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), que também está disponível no EES como a rotina STEAM. A nova formulação tem por base as correlações de Saul e Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) com modificações para ajuste à Escala Internacional de Temperatura de 1990. As modificações são descritas por Wagner e Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). As propriedades do gelo têm por base Hyland e Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K to 473.15 K," *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

TABELA A–5

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

		Volume específico, m^3/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Press., P kPa	**Temp. sat., T_{sat} °C**	**Líq. sat., v_l**	**Vapor sat., v_v**	**Líq. sat. u_l**	**Evap., u_{lv}**	**Vapor sat., u_v**	**Líq. sat., h_l**	**Evap., h_{lv}**	**Vapor sat., h_v**	**Líq. sat., s_l**	**Evap., s_{lv}**	**Vapor sat., s_v**
1,0	6,97	0,001000	129,19	29,302	2.355,2	2.384,5	29,303	2.484,4	2.513,7	0,1059	8,8690	8,9749
1,5	13,02	0,001001	87,964	54,686	2.338,1	2.392,8	54,688	2.470,1	2.524,7	0,1956	8,6314	8,8270
2,0	17,50	0,001001	66,990	73,431	2.325,5	2.398,9	73,433	2.459,5	2.532,9	0,2606	8,4621	8,7227
2,5	21,08	0,001002	54,242	88,422	2.315,4	2.403,8	88,424	2.451,0	2.539,4	0,3118	8,3302	8,6421
3,0	24,08	0,001003	45,654	100,98	2.306,9	2.407,9	100,98	2.443,9	2.544,8	0,3543	8,2222	8,5765
4,0	28,96	0,001004	34,791	121,39	2.293,1	2.414,5	121,39	2.432,3	2.553,7	0,4224	8,0510	8,4734
5,0	32,87	0,001005	28,185	137,75	2.282,1	2.419,8	137,75	2.423,0	2.560,7	0,4762	7,9176	8,3938
7,5	40,29	0,001008	19,233	168,74	2.261,1	2.429,8	168,75	2.405,3	2.574,0	0,5763	7,6738	8,2501
10	45,81	0,001010	14,670	191,79	2.245,4	2.437,2	191,81	2.392,1	2.583,9	0,6492	7,4996	8,1488
15	53,97	0,001014	10,020	225,93	2.222,1	2.448,0	225,94	2.372,3	2.598,3	0,7549	7,2522	8,0071
20	60,06	0,001017	7,6481	251,40	2.204,6	2.456,0	251,42	2.357,5	2.608,9	0,8320	7,0752	7,9073
25	64,96	0,001020	6,2034	271,93	2.190,4	2.462,4	271,96	2.345,5	2.617,5	0,8932	6,9370	7,8302
30	69,09	0,001022	5,2287	289,24	2.178,5	2.467,7	289,27	2.335,3	2.624,6	0,9441	6,8234	7,7675
40	75,86	0,001026	3,9933	317,58	2.158,8	2.476,3	317,62	2.318,4	2.636,1	1,0261	6,6430	7,6691
50	81,32	0,001030	3,2403	340,49	2.142,7	2.483,2	340,54	2.304,7	2.645,2	1,0912	6,5019	7,5931
75	91,76	0,001037	2,2172	384,36	2.111,8	2.496,1	384,44	2.278,0	2.662,4	1,2132	6,2426	7,4558
100	99,61	0,001043	1,6941	417,40	2.088,2	2.505,6	417,51	2.257,5	2.675,0	1,3028	6,0562	7,3589
101,325	99,97	0,001043	1,6734	418,95	2.087,0	2.506,0	419,06	2.256,5	2.675,6	1,3069	6,0476	7,3545
125	105,97	0,001048	1,3750	444,23	2.068,8	2.513,0	444,36	2.240,6	2.684,9	1,3741	5,9100	7,2841
150	111,35	0,001053	1,1594	466,97	2.052,3	2.519,2	467,13	2.226,0	2.693,1	1,4337	5,7894	7,2231
175	116,04	0,001057	1,0037	486,82	2.037,7	2.524,5	487,01	2.213,1	2.700,2	1,4850	5,6865	7,1716
200	120,21	0,001061	0,88578	504,50	2.024,6	2.529,1	504,71	2.201,6	2.706,3	1,5302	5,5968	7,1270
225	123,97	0,001064	0,79329	520,47	2.012,7	2.533,2	520,71	2.191,0	2.711,7	1,5706	5,5171	7,0877
250	127,41	0,001067	0,71873	535,08	2.001,8	2.536,8	535,35	2.181,2	2.716,5	1,6072	5,4453	7,0525
275	130,58	0,001070	0,65732	548,57	1.991,6	2.540,1	548,86	2.172,0	2.720,9	1,6408	5,3800	7,0207
300	133,52	0,001073	0,60582	561,11	1.982,1	2.543,2	561,43	2.163,5	2.724,9	1,6717	5,3200	6,9917
325	136,27	0,001076	0,56199	572,84	1.973,1	2.545,9	573,19	2.155,4	2.728,6	1,7005	5,2645	6,9650
350	138,86	0,001079	0,52422	583,89	1.964,6	2.548,5	584,26	2.147,7	2.732,0	1,7274	5,2128	6,9402
375	141,30	0,001081	0,49133	594,32	1.956,6	2.550,9	594,73	2.140,4	2.735,1	1,7526	5,1645	6,9171
400	143,61	0,001084	0,46242	604,22	1.948,9	2.553,1	604,66	2.133,4	2.738,1	1,7765	5,1191	6,8955
450	147,90	0,001088	0,41392	622,65	1.934,5	2.557,1	623,14	2.120,3	2.743,4	1,8205	5,0356	6,8561
500	151,83	0,001093	0,37483	639,54	1.921,2	2.560,7	640,09	2.108,0	2.748,1	1,8604	4,9603	6,8207
550	155,46	0,001097	0,34261	655,16	1.908,8	2.563,9	655,77	2.096,6	2.752,4	1,8970	4,8916	6,7886
600	158,83	0,001101	0,31560	669,72	1.897,1	2.566,8	670,38	2.085,8	2.756,2	1,9308	4,8285	6,7593
650	161,98	0,001104	0,29260	683,37	1.886,1	2.569,4	684,08	2.075,5	2.759,6	1,9623	4,7699	6,7322
700	164,95	0,001108	0,27278	696,23	1.875,6	2.571,8	697,00	2.065,8	2.762,8	1,9918	4,7153	6,7071
750	167,75	0,001111	0,25552	708,40	1.865,6	2.574,0	709,24	2.056,4	2.765,7	2,0195	4,6642	6,6837

TABELA A–5

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão (*conclusão*)

		Volume específico, m^3/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Press., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_l	Vapor sat., v_v	Líq. sat. u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat., u_v	Líq. sat., h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat., h_v	Líq. sat., s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat., s_v
800	170,41	0,001115	0,24035	719,97	1.856,1	2.576,0	720,87	2.047,5	2.768,3	2,0457	4,6160	6,6616
850	172,94	0,001118	0,22690	731,00	1.846,9	2.577,9	731,95	2.038,8	2.770,8	2,0705	4,5705	6,6409
900	175,35	0,001121	0,21489	741,55	1.838,1	2.579,6	742,56	2.030,5	2.773,0	2,0941	4,5273	6,6213
950	177,66	0,001124	0,20411	751,67	1.829,6	2.581,3	752,74	2.022,4	2.775,2	2,1166	4,4862	6,6027
1.000	179,88	0,001127	0,19436	761,39	1.821,4	2.582,8	762,51	2.014,6	2.777,1	2,1381	4,4470	6,5850
1.100	184,06	0,001133	0,17745	779,78	1.805,7	2.585,5	781,03	1.999,6	2.780,7	2,1785	4,3735	6,5520
1.200	187,96	0,001138	0,16326	796,96	1.790,9	2.587,8	798,33	1.985,4	2.783,8	2,2159	4,3058	6,5217
1.300	191,60	0,001144	0,15119	813,10	1.776,8	2.589,9	814,59	1.971,9	2.786,5	2,2508	4,2428	6,4936
1.400	195,04	0,001149	0,14078	828,35	1.763,4	2.591,8	829,96	1.958,9	2.788,9	2,2835	4,1840	6,4675
1.500	198,29	0,001154	0,13171	842,82	1.750,6	2.593,4	844,55	1.946,4	2.791,0	2,3143	4,1287	6,4430
1.750	205,72	0,001166	0,11344	876,12	1.720,6	2.596,7	878,16	1.917,1	2.795,2	2,3844	4,0033	6,3877
2.000	212,38	0,001177	0,099587	906,12	1.693,0	2.599,1	908,47	1.889,8	2.798,3	2,4467	3,8923	6,3390
2.250	218,41	0,001187	0,088717	933,54	1.667,3	2.600,9	936,21	1.864,3	2.800,5	2,5029	3,7926	6,2954
2.500	223,95	0,001197	0,079952	958,87	1.643,2	2.602,1	961,87	1.840,1	2.801,9	2,5542	3,7016	6,2558
3.000	233,85	0,001217	0,066667	1.004,6	1.598,5	2.603,2	1.008,3	1.794,9	2.803,2	2,6454	3,5402	6,1856
3.500	242,56	0,001235	0,057061	1.045,4	1.557,6	2.603,0	1.049,7	1.753,0	2.802,7	2,7253	3,3991	6,1244
4.000	250,35	0,001252	0,049779	1.082,4	1.519,3	2.601,7	1.087,4	1.713,5	2.800,8	2,7966	3,2731	6,0696
5.000	263,94	0,001286	0,039448	1.148,1	1.448,9	2.597,0	1.154,5	1.639,7	2.794,2	2,9207	3,0530	5,9737
6.000	275,59	0,001319	0,032449	1.205,8	1.384,1	2.589,9	1.213,8	1.570,9	2.784,6	3,0275	2,8627	5,8902
7.000	285,83	0,001352	0,027378	1.258,0	1.323,0	2.581,0	1.267,5	1.505,2	2.772,6	3,1220	2,6927	5,8148
8.000	295,01	0,001384	0,023525	1.306,0	1.264,5	2.570,5	1.317,1	1.441,6	2.758,7	3,2077	2,5373	5,7450
9.000	303,35	0,001418	0,020489	1.350,9	1.207,6	2.558,5	1.363,7	1.379,3	2.742,9	3,2866	2,3925	5,6791
10.000	311,00	0,001452	0,018028	1.393,3	1.151,8	2.545,2	1.407,8	1.317,6	2.725,5	3,3603	2,2556	5,6159
11.000	318,08	0,001488	0,015988	1.433,9	1.096,6	2.530,4	1.450,2	1.256,1	2.706,3	3,4299	2,1245	5,5544
12.000	324,68	0,001526	0,014264	1.473,0	1.041,3	2.514,3	1.491,3	1.194,1	2.685,4	3,4964	1,9975	5,4939
13.000	330,85	0,001566	0,012781	1.511,0	985,5	2.496,6	1.531,4	1.131,3	2.662,7	3,5606	1,8730	5,4336
14.000	336,67	0,001610	0,011487	1.548,4	928,7	2.477,1	1.571,0	1.067,0	2.637,9	3,6232	1,7497	5,3728
15.000	342,16	0,001657	0,010341	1.585,5	870,3	2.455,7	1.610,3	1.000,5	2.610,8	3,6848	1,6261	5,3108
16.000	347,36	0,001710	0,009312	1.622,6	809,4	2.432,0	1.649,9	931,1	2.581,0	3,7461	1,5005	5,2466
17.000	352,29	0,001770	0,008374	1.660,2	745,1	2.405,4	1.690,3	857,4	2.547,7	3,8082	1,3709	5,1791
18.000	356,99	0,001840	0,007504	1.699,1	675,9	2.375,0	1.732,2	777,8	2.510,0	3,8720	1,2343	5,1064
19.000	361,47	0,001926	0,006677	1.740,3	598,9	2.339,2	1.776,8	689,2	2.466,0	3,9396	1,0860	5,0256
20.000	365,75	0,002038	0,005862	1.785,8	509,0	2.294,8	1.826,6	585,5	2.412,1	4,0146	0,9164	4,9310
21.000	369,83	0,002207	0,004994	1.841,6	391,9	2.233,5	1.888,0	450,4	2.338,4	4,1071	0,7005	4,8076
22.000	373,71	0,002703	0,003644	1.951,7	140,8	2.092,4	2.011,1	161,5	2.172,6	4,2942	0,2496	4,5439
22.064	373,95	0,003106	0,003106	2.015,7	0	2.015,7	2.084,3	0	2.084,3	4,4070	0	4,4070

TABELA A–6

Água, vapor superaquecido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
	P = 0,01 MPa (45,81 °C)*				P = 0,05 MPa (81,32 °C)				P = 0,10 MPa (99,61 °C)			
Sat.†	14,670	2.437,2	2.583,9	8,1488	3,2403	2.483,2	2.645,2	7,5931	1,6941	2.505,6	2.675,0	7,3589
50	14,867	2.443,3	2.592,0	8,1741								
100	17,196	2.515,5	2.687,5	8,4489	3,4187	2.511,5	2.682,4	7,6953	1,6959	2.506,2	2.675,8	7,3611
150	19,513	2.587,9	2.783,0	8,6893	3,8897	2.585,7	2.780,2	7,9413	1,9367	2.582,9	2.776,6	7,6148
200	21,826	2.661,4	2.879,6	8,9049	4,3562	2.660,0	2.877,8	8,1592	2,1724	2.658,2	2.875,5	7,8356
250	24,136	2.736,1	2.977,5	9,1015	4,8206	2.735,1	2.976,2	8,3568	2,4062	2.733,9	2.974,5	8,0346
300	26,446	2.812,3	3.076,7	9,2827	5,2841	2.811,6	3.075,8	8,5387	2,6389	2.810,7	3.074,5	8,2172
400	31,063	2.969,3	3.280,0	9,6094	6,2094	2.968,9	3.279,3	8,8659	3,1027	2.968,3	3.278,6	8,5452
500	35,680	3.132,9	3.489,7	9,8998	7,1338	3.132,6	3.489,3	9,1566	3,5655	3.132,2	3.488,7	8,8362
600	40,296	3.303,3	3.706,3	10,1631	8,0577	3.303,1	3.706,0	9,4201	4,0279	3.302,8	3.705,6	9,0999
700	44,911	3.480,8	3.929,9	10,4056	8,9813	3.480,6	3.929,7	9,6626	4,4900	3.480,4	3.929,4	9,3424
800	49,527	3.665,4	4.160,6	10,6312	9,9047	3.665,2	4.160,4	9,8883	4,9519	3.665,0	4.160,2	9,5682
900	54,143	3.856,9	4.398,3	10,8429	10,8280	3.856,8	4.398,2	10,1000	5,4137	3.856,7	4.398,0	9,7800
1.000	58,758	4.055,3	4.642,8	11,0429	11,7513	4.055,2	4.642,7	10,3000	5,8755	4.055,0	4.642,6	9,9800
1.100	63,373	4.260,0	4.893,8	11,2326	12,6745	4.259,9	4.893,7	10,4897	6,3372	4.259,8	4.893,6	10,1698
1.200	67,989	4.470,9	5.150,8	11,4132	13,5977	4.470,8	5.150,7	10,6704	6,7988	4.470,7	5.150,6	10,3504
1.300	72,604	4.687,4	5.413,4	11,5857	14,5209	4.687,3	5.413,3	10,8429	7,2605	4.687,2	5.413,3	10,5229
	P = 0,20 MPa (120,21 °C)				P = 0,30 MPa (133,52 °C)				P = 0,40 MPa (143,61 °C)			
Sat.	0,88578	2.529,1	2.706,3	7,1270	0,60582	2.543,2	2.724,9	6,9917	0,46242	2.553,1	2.738,1	6,8955
150	0,95986	2.577,1	2.769,1	7,2810	0,63402	2.571,0	2.761,2	7,0792	0,47088	2.564,4	2.752,8	6,9306
200	1,08049	2.654,6	2.870,7	7,5081	0,71643	2.651,0	2.865,9	7,3132	0,53434	2.647,2	2.860,9	7,1723
250	1,19890	2.731,4	2.971,2	7,7100	0,79645	2.728,9	2.967,9	7,5180	0,59520	2.726,4	2.964,5	7,3804
300	1,31623	2.808,8	3.072,1	7,8941	0,87535	2.807,0	3.069,6	7,7037	0,65489	2.805,1	3.067,1	7,5677
400	1,54934	2.967,2	3.277,0	8,2236	1,03155	2.966,0	3.275,5	8,0347	0,77265	2.964,9	3.273,9	7,9003
500	1,78142	3.131,4	3.487,7	8,5153	1,18672	3.130,6	3.486,6	8,3271	0,88936	3.129,8	3.485,5	8,1933
600	2,01302	3.302,2	3.704,8	8,7793	1,34139	3.301,6	3.704,0	8,5915	1,00558	3.301,0	3.703,3	8,4580
700	2,24434	3.479,9	3.928,8	9,0221	1,49580	3.479,5	3.928,2	8,8345	1,12152	3.479,0	3.927,6	8,7012
800	2,47550	3.664,7	4.159,8	9,2479	1,65004	3.664,3	4.159,3	9,0605	1,23730	3.663,9	4.158,9	8,9274
900	2,70656	3.856,3	4.397,7	9,4598	1,80417	3.856,0	4.397,3	9,2725	1,35298	3.855,7	4.396,9	9,1394
1.000	2,93755	4.054,8	4.642,3	9,6599	1,95824	4.054,5	4.642,0	9,4726	1,46859	4.054,3	4.641,7	9,3396
1.100	3,16848	4.259,6	4.893,3	9,8497	2,11226	4.259,4	4.893,1	9,6624	1,58414	4.259,2	4.892,9	9,5295
1.200	3,39938	4.470,5	5.150,4	10,0304	2,26624	4.470,3	5.150,2	9,8431	1,69966	4.470,2	5.150,0	9,7102
1.300	3,63026	4.687,1	5.413,1	10,2029	2,42019	4.686,9	5.413,0	10,0157	1,81516	4.686,7	5.412,8	9,8828
	P = 0,50 MPa (151,83 °C)				P = 0,60 MPa (158,83 °C)				P = 0,80 MPa (170,41 °C)			
Sat.	0,37483	2.560,7	2.748,1	6,8207	0,31560	2.566,8	2.756,2	6,7593	0,24035	2.576,0	2.768,3	6,6616
200	0,42503	2.643,3	2.855,8	7,0610	0,35212	2.639,4	2.850,6	6,9683	0,26088	2.631,1	2.839,8	6,8177
250	0,47443	2.723,8	2.961,0	7,2725	0,39390	2.721,2	2.957,6	7,1833	0,29321	2.715,9	2.950,4	7,0402
300	0,52261	2.803,3	3.064,6	7,4614	0,43442	2.801,4	3.062,0	7,3740	0,32416	2.797,5	3.056,9	7,2345
350	0,57015	2.883,0	3.168,1	7,6346	0,47428	2.881,6	3.166,1	7,5481	0,35442	2.878,6	3.162,2	7,4107
400	0,61731	2.963,7	3.272,4	7,7956	0,51374	2.962,5	3.270,8	7,7097	0,38429	2.960,2	3.267,7	7,5735
500	0,71095	3.129,0	3.484,5	8,0893	0,59200	3.128,2	3.483,4	8,0041	0,44332	3.126,6	3.481,3	7,8692
600	0,80409	3.300,4	3.702,5	8,3544	0,66976	3.299,8	3.701,7	8,2695	0,50186	3.298,7	3.700,1	8,1354
700	0,89696	3.478,6	3.927,0	8,5978	0,74725	3.478,1	3.926,4	8,5132	0,56011	3.477,2	3.925,3	8,3794
800	0,98966	3.663,6	4.158,4	8,8240	0,82457	3.663,2	4.157,9	8,7395	0,61820	3.662,5	4.157,0	8,6061
900	1,08227	3.855,4	4.396,6	9,0362	0,90179	3.855,1	4.396,2	8,9518	0,67619	3.854,5	4.395,5	8,8185
1.000	1,17480	4.054,0	4.641,4	9,2364	0,97893	4.053,8	4.641,1	9,1521	0,73411	4.053,3	4.640,5	9,0189
1.100	1,26728	4.259,0	4.892,6	9,4263	1,05603	4.258,8	4.892,4	9,3420	0,79197	4.258,3	4.891,9	9,2090
1.200	1,35972	4.470,0	5.149,8	9,6071	1,13309	4.469,8	5.149,6	9,5229	0,84980	4.469,4	5.149,3	9,3898
1.300	1,45214	4.686,6	5.412,6	9,7797	1,21012	4.686,4	5.412,5	9,6955	0,90761	4.686,1	5.412,2	9,5625

*A temperatura entre parênteses é a temperatura de saturação à pressão especificada.

† Propriedades do vapor saturado à pressão especificada.

TABELA A–6

Água, vapor superaquecido (*conclusão*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
	P = 1,00 MPa (179,88 °C)				P = 1,20 MPa (187,96 °C)				P = 1,40 MPa (195,04 °C)			
Sat.	0,19437	2.582,8	2.777,1	6,5850	0,16326	2.587,8	2.783,8	6,5217	0,14078	2.591,8	2.788,9	6,4675
200	0,20602	2.622,3	2.828,3	6,6956	0,16934	2.612,9	2.816,1	6,5909	0,14303	2.602,7	2.803,0	6,4975
250	0,23275	2.710,4	2.943,1	6,9265	0,19241	2.704,7	2.935,6	6,8313	0,16356	2.698,9	2.927,9	6,7488
300	0,25799	2.793,7	3.051,6	7,1246	0,21386	2.789,7	3.046,3	7,0335	0,18233	2.785,7	3.040,9	6,9553
350	0,28250	2.875,7	3.158,2	7,3029	0,23455	2.872,7	3.154,2	7,2139	0,20029	2.869,7	3.150,1	7,1379
400	0,30661	2.957,9	3.264,5	7,4670	0,25482	2.955,5	3.261,3	7,3793	0,21782	2.953,1	3.258,1	7,3046
500	0,35411	3.125,0	3.479,1	7,7642	0,29464	3.123,4	3.477,0	7,6779	0,25216	3.121,8	3.474,8	7,6047
600	0,40111	3.297,5	3.698,6	8,0311	0,33395	3.296,3	3.697,0	7,9456	0,28597	3.295,1	3.695,5	7,8730
700	0,44783	3.476,3	3.924,1	8,2755	0,37297	3.475,3	3.922,9	8,1904	0,31951	3.474,4	3.921,7	8,1183
800	0,49438	3.661,7	4.156,1	8,5024	0,41184	3.661,0	4.155,2	8,4176	0,35288	3.660,3	4.154,3	8,3458
900	0,54083	3.853,9	4.394,8	8,7150	0,45059	3.853,3	4.394,0	8,6303	0,38614	3.852,7	4.393,3	8,5587
1.000	0,58721	4.052,7	4.640,0	8,9155	0,48928	4.052,2	4.639,4	8,8310	0,41933	4.051,7	4.638,8	8,7595
1.100	0,63354	4.257,9	4.891,4	9,1057	0,52792	4.257,5	4.891,0	9,0212	0,45247	4.257,0	4.890,5	8,9497
1.200	0,67983	4.469,0	5.148,9	9,2866	0,56652	4.468,7	5.148,5	9,2022	0,48558	4.468,3	5.148,1	9,1308
1.300	0,72610	4.685,8	5.411,9	9,4593	0,60509	4.685,5	5.411,6	9,3750	0,51866	4.685,1	5.411,3	9,3036
	P = 1,60 MPa (201,37 °C)				P = 1,80 MPa (207,11 °C)				P = 2,00 MPa (212,38 °C)			
Sat.	0,12374	2.594,8	2.792,8	6,4200	0,11037	2.597,3	2.795,9	6,3775	0,09959	2.599,1	2.798,3	6,3390
225	0,13293	2.645,1	2.857,8	6,5537	0,11678	2.637,0	2.847,2	6,4825	0,10381	2.628,5	2.836,1	6,4160
250	0,14190	2.692,9	2.919,9	6,6753	0,12502	2.686,7	2.911,7	6,6088	0,11150	2.680,3	2.903,3	6,5475
300	0,15866	2.781,6	3.035,4	6,8864	0,14025	2.777,4	3.029,9	6,8246	0,12551	2.773,2	3.024,2	6,7684
350	0,17459	2.866,6	3.146,0	7,0713	0,15460	2.863,6	3.141,9	7,0120	0,13860	2.860,5	3.137,7	6,9583
400	0,19007	2.950,8	3.254,9	7,2394	0,16849	2.948,3	3.251,6	7,1814	0,15122	2.945,9	3.248,4	7,1292
500	0,22029	3.120,1	3.472,6	7,5410	0,19551	3.118,5	3.470,4	7,4845	0,17568	3.116,9	3.468,3	7,4337
600	0,24999	3.293,9	3.693,9	7,8101	0,22200	3.292,7	3.692,3	7,7543	0,19962	3.291,5	3.690,7	7,7043
700	0,27941	3.473,5	3.920,5	8,0558	0,24822	3.472,6	3.919,4	8,0005	0,22326	3.471,7	3.918,2	7,9509
800	0,30865	3.659,5	4.153,4	8,2834	0,27426	3.658,8	4.152,4	8,2284	0,24674	3.658,0	4.151,5	8,1791
900	0,33780	3.852,1	4.392,6	8,4965	0,30020	3.851,5	4.391,9	8,4417	0,27012	3.850,9	4.391,1	8,3925
1.000	0,36687	4.051,2	4.638,2	8,6974	0,32606	4.050,7	4.637,6	8,6427	0,29342	4.050,2	4.637,1	8,5936
1.100	0,39589	4.256,6	4.890,0	8,8878	0,35188	4.256,2	4.889,6	8,8331	0,31667	4.255,7	4.889,1	8,7842
1.200	0,42488	4.467,9	5.147,7	9,0689	0,37766	4.467,6	5.147,3	9,0143	0,33989	4.467,2	5.147,0	8,9654
1.300	0,45383	4.684,8	5.410,9	9,2418	0,40341	4.684,5	5.410,6	9,1872	0,36308	4.684,2	5.410,3	9,1384
	P = 2,50 MPa (223,95 °C)				P = 3,00 MPa (233,85 °C)				P = 3,50 MPa (242,56 °C)			
Sat.	0,07995	2.602,1	2.801,9	6,2558	0,06667	2.603,2	2.803,2	6,1856	0,05706	2.603,0	2.802,7	6,1244
225	0,08026	2.604,8	2.805,5	6,2629								
250	0,08705	2.663,3	2.880,9	6,4107	0,07063	2.644,7	2.856,5	6,2893	0,05876	2.624,0	2.829,7	6,1764
300	0,09894	2.762,2	3.009,6	6,6459	0,08118	2.750,8	2.994,3	6,5412	0,06845	2.738,8	2.978,4	6,4484
350	0,10979	2.852,5	3.127,0	6,8424	0,09056	2.844,4	3.116,1	6,7450	0,07680	2.836,0	3.104,9	6,6601
400	0,12012	2.939,8	3.240,1	7,0170	0,09938	2.933,6	3.231,7	6,9235	0,08456	2.927,2	3.223,2	6,8428
450	0,13015	3.026,2	3.351,6	7,1768	0,10789	3.021,2	3.344,9	7,0856	0,09198	3.016,1	3.338,1	7,0074
500	0,13999	3.112,8	3.462,8	7,3254	0,11620	3.108,6	3.457,2	7,2359	0,09919	3.104,5	3.451,7	7,1593
600	0,15931	3.288,5	3.686,8	7,5979	0,13245	3.285,5	3.682,8	7,5103	0,11325	3.282,5	3.678,9	7,4357
700	0,17835	3.469,3	3.915,2	7,8455	0,14841	3.467,0	3.912,2	7,7590	0,12702	3.464,7	3.909,3	7,6855
800	0,19722	3.656,2	4.149,2	8,0744	0,16420	3.654,3	4.146,9	7,9885	0,14061	3.652,5	4.144,6	7,9156
900	0,21597	3.849,4	4.389,3	8,2882	0,17988	3.847,9	4.387,5	8,2028	0,15410	3.846,4	4.385,7	8,1304
1.000	0,23466	4.049,0	4.635,6	8,4897	0,19549	4.047,7	4.634,2	8,4045	0,16751	4.046,4	4.632,7	8,3324
1.100	0,25330	4.254,7	4.887,9	8,6804	0,21105	4.253,6	4.886,7	8,5955	0,18087	4.252,5	4.885,6	8,5236
1.200	0,27190	4.466,3	5.146,0	8,8618	0,22658	4.465,3	5.145,1	8,7771	0,19420	4.464,4	5.144,1	8,7053
1.300	0,29048	4.683,4	5.409,5	9,0349	0,24207	4.682,6	5.408,8	8,9502	0,20750	4.681,8	5.408,0	8,8786

TABELA A–6

Água, vapor superaquecido (*continuação*)

T °C	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K
	P = 4,0 MPa (250,35 °C)				*P* = 4,5 MPa (257,44 °C)				*P* = 5,0 MPa (263,94 °C)			
Sat.	0,04978	2.601,7	2.800,8	6,0696	0,04406	2.599,7	2.798,0	6,0198	0,03945	2.597,0	2.794,2	5,9737
275	0,05461	2.668,9	2.887,3	6,2312	0,04733	2.651,4	2.864,4	6,1429	0,04144	2.632,3	2.839,5	6,0571
300	0,05887	2.726,2	2.961,7	6,3639	0,05138	2.713,0	2.944,2	6,2854	0,04535	2.699,0	2.925,7	6,2111
350	0,06647	2.827,4	3.093,3	6,5843	0,05842	2.818,6	3.081,5	6,5153	0,05197	2.809,5	3.069,3	6,4516
400	0,07343	2.920,8	3.214,5	6,7714	0,06477	2.914,2	3.205,7	6,7071	0,05784	2.907,5	3.196,7	6,6483
450	0,08004	3.011,0	3.331,2	6,9386	0,07076	3.005,8	3.324,2	6,8770	0,06332	3.000,6	3.317,2	6,8210
500	0,08644	3.100,3	3.446,0	7,0922	0,07652	3.096,0	3.440,4	7,0323	0,06858	3.091,8	3.434,7	6,9781
600	0,09886	3.279,4	3.674,9	7,3706	0,08766	3.276,4	3.670,9	7,3127	0,07870	3.273,3	3.666,9	7,2605
700	0,11098	3.462,4	3.906,3	7,6214	0,09850	3.460,0	3.903,3	7,5647	0,08852	3.457,7	3.900,3	7,5136
800	0,12292	3.650,6	4.142,3	7,8523	0,10916	3.648,8	4.140,0	7,7962	0,09816	3.646,9	4.137,7	7,7458
900	0,13476	3.844,8	4.383,9	8,0675	0,11972	3.843,3	4.382,1	8,0118	0,10769	3.841,8	4.380,2	7,9619
1.000	0,14653	4.045,1	4.631,2	8,2698	0,13020	4.043,9	4.629,8	8,2144	0,11715	4.042,6	4.628,3	8,1648
1.100	0,15824	4.251,4	4.884,4	8,4612	0,14064	4.250,4	4.883,2	8,4060	0,12655	4.249,3	4.882,1	8,3566
1.200	0,16992	4.463,5	5.143,2	8,6430	0,15103	4.462,6	5.142,2	8,5880	0,13592	4.461,6	5.141,3	8,5388
1.300	0,18157	4.680,9	5.407,2	8,8164	0,16140	4.680,1	5.406,5	8,7616	0,14527	4.679,3	5.405,7	8,7124
	P = 6,0 MPa (275,59 °C)				*P* = 7,0 MPa (285,83 °C)				*P* = 8,0 MPa (295,01 °C)			
Sat.	0,03245	2.589,9	2.784,6	5,8902	0,027378	2.581,0	2.772,6	5,8148	0,023525	2.570,5	2.758,7	5,7450
300	0,03619	2.668,4	2.885,6	6,0703	0,029492	2.633,5	2.839,9	5,9337	0,024279	2.592,3	2.786,5	5,7937
350	0,04225	2.790,4	3.043,9	6,3357	0,035262	2.770,1	3.016,9	6,2305	0,029975	2.748,3	2.988,1	6,1321
400	0,04742	2.893,7	3.178,3	6,5432	0,039958	2.879,5	3.159,2	6,4502	0,034344	2.864,6	3.139,4	6,3658
450	0,05217	2.989,9	3.302,9	6,7219	0,044187	2.979,0	3.288,3	6,6353	0,038194	2.967,8	3.273,3	6,5579
500	0,05667	3.083,1	3.423,1	6,8826	0,048157	3.074,3	3.411,4	6,8000	0,041767	3.065,4	3.399,5	6,7266
550	0,06102	3.175,2	3.541,3	7,0308	0,051966	3.167,9	3.531,6	6,9507	0,045172	3.160,5	3.521,8	6,8800
600	0,06527	3.267,2	3.658,8	7,1693	0,055665	3.261,0	3.650,6	7,0910	0,048463	3.254,7	3.642,4	7,0221
700	0,07355	3.453,0	3.894,3	7,4247	0,062850	3.448,3	3.888,3	7,3487	0,054829	3.443,6	3.882,2	7,2822
800	0,08165	3.643,2	4.133,1	7,6582	0,069856	3.639,5	4.128,5	7,5836	0,061011	3.635,7	4.123,8	7,5185
900	0,08964	3.838,8	4.376,6	7,8751	0,076750	3.835,7	4.373,0	7,8014	0,067082	3.832,7	4.369,3	7,7372
1.000	0,09756	4.040,1	4.625,4	8,0786	0,083571	4.037,5	4.622,5	8,0055	0,073079	4.035,0	4.619,6	7,9419
1.100	0,10543	4.247,1	4.879,7	8,2709	0,090341	4.245,0	4.877,4	8,1982	0,079025	4.242,8	4.875,0	8,1350
1.200	0,11326	4.459,8	5.139,4	8,4534	0,097075	4.457,9	5.137,4	8,3810	0,084934	4.456,1	5.135,5	8,3181
1.300	0,12107	4.677,7	5.404,1	8,6273	0,103781	4.676,1	5.402,6	8,5551	0,090817	4.674,5	5.401,0	8,4925
	P = 9,0 MPa (303,35 °C)				*P* = 10,0 MPa (311,00 °C)				*P* = 12,5 MPa (327,81 °C)			
Sat.	0,020489	2.558,5	2.742,9	5,6791	0,018028	2.545,2	2.725,5	5,6159	0,013496	2.505,6	2.674,3	5,4638
325	0,023284	2.647,6	2.857,1	5,8738	0,019877	2.611,6	2.810,3	5,7596				
350	0,025816	2.725,0	2.957,3	6,0380	0,022440	2.699,6	2.924,0	5,9460	0,016138	2.624,9	2.826,6	5,7130
400	0,029960	2.849,2	3.118,8	6,2876	0,026436	2.833,1	3.097,5	6,2141	0,020030	2.789,6	3.040,0	6,0433
450	0,033524	2.956,3	3.258,0	6,4872	0,029782	2.944,5	3.242,4	6,4219	0,023019	2.913,7	3.201,5	6,2749
500	0,036793	3.056,3	3.387,4	6,6603	0,032811	3.047,0	3.375,1	6,5995	0,025630	3.023,2	3.343,6	6,4651
550	0,039885	3.153,0	3.512,0	6,8164	0,035655	3.145,4	3.502,0	6,7585	0,028033	3.126,1	3.476,5	6,6317
600	0,042861	3.248,4	3.634,1	6,9605	0,038378	3.242,0	3.625,8	6,9045	0,030306	3.225,8	3.604,6	6,7828
650	0,045755	3.343,4	3.755,2	7,0954	0,041018	3.338,0	3.748,1	7,0408	0,032491	3.324,1	3.730,2	6,9227
700	0,048589	3.438,8	3.876,1	7,2229	0,043597	3.434,0	3.870,0	7,1693	0,034612	3.422,0	3.854,6	7,0540
800	0,054132	3.632,0	4.119,2	7,4606	0,048629	3.628,2	4.114,5	7,4085	0,038724	3.618,8	4.102,8	7,2967
900	0,059562	3.829,6	4.365,7	7,6802	0,053547	3.826,5	4.362,0	7,6290	0,042720	3.818,9	4.352,9	7,5195
1.000	0,064919	4.032,4	4.616,7	7,8855	0,058391	4.029,9	4.613,8	7,8349	0,046641	4.023,5	4.606,5	7,7269
1.100	0,070224	4.240,7	4.872,7	8,0791	0,063183	4.238,5	4.870,3	8,0289	0,050510	4.233,1	4.864,5	7,9220
1.200	0,075492	4.454,2	5.133,6	8,2625	0,067938	4.452,4	5.131,7	8,2126	0,054342	4.447,7	5.127,0	8,1065
1.300	0,080733	4.672,9	5.399,5	8,4371	0,072667	4.671,3	5.398,0	8,3874	0,058147	4.667,3	5.394,1	8,2819

TABELA A–6

Água, vapor superaquecido (*conclusão*)

T °C	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg·K
	P = 15,0 MPa (342,16 °C)				*P* = 17,5 MPa (354,67 °C)				*P* = 20,0 MPa (365,75 °C)			
Sat.	0,010341	2.455,7	2.610,8	5,3108	0,007932	2.390,7	2.529,5	5,1435	0,005862	2.294,8	2.412,1	4,9310
350	0,011481	2.520,9	2.693,1	5,4438								
400	0,015671	2.740,6	2.975,7	5,8819	0,012463	2.684,3	2.902,4	5,7211	0,009950	2.617,9	2.816,9	5,5526
450	0,018477	2.880,8	3.157,9	6,1434	0,015204	2.845,4	3.111,4	6,0212	0,012721	2.807,3	3.061,7	5,9043
500	0,020828	2.998,4	3.310,8	6,3480	0,017385	2.972,4	3.276,7	6,2424	0,014793	2.945,3	3.241,2	6,1446
550	0,022945	3.106,2	3.450,4	6,5230	0,019305	3.085,8	3.423,6	6,4266	0,016571	3.064,7	3.396,2	6,3390
600	0,024921	3.209,3	3.583,1	6,6796	0,021073	3.192,5	3.561,3	6,5890	0,018185	3.175,3	3.539,0	6,5075
650	0,026804	3.310,1	3.712,1	6,8233	0,022742	3.295,8	3.693,8	6,7366	0,019695	3.281,4	3.675,3	6,6593
700	0,028621	3.409,8	3.839,1	6,9573	0,024342	3.397,5	3.823,5	6,8735	0,021134	3.385,1	3.807,8	6,7991
800	0,032121	3.609,3	4.091,1	7,2037	0,027405	3.599,7	4.079,3	7,1237	0,023870	3.590,1	4.067,5	7,0531
900	0,035503	3.811,2	4.343,7	7,4288	0,030348	3.803,5	4.334,6	7,3511	0,026484	3.795,7	4.325,4	7,2829
1.000	0,038808	4.017,1	4.599,2	7,6378	0,033215	4.010,7	4.592,0	7,5616	0,029020	4.004,3	4.584,7	7,4950
1.100	0,042062	4.227,7	4.858,6	7,8339	0,036029	4.222,3	4.852,8	7,7588	0,031504	4.216,9	4.847,0	7,6933
1.200	0,045279	4.443,1	5.122,3	8,0192	0,038806	4.438,5	5.117,6	7,9449	0,033952	4.433,8	5.112,9	7,8802
1.300	0,048469	4.663,3	5.390,3	8,1952	0,041556	4.659,2	5.386,5	8,1215	0,036371	4.655,2	5.382,7	8,0574
	P = 25,0 MPa				*P* = 30,0 MPa				*P* = 35,0 MPa			
375	0,001978	1.799,9	1.849,4	4,0345	0,001792	1.738,1	1.791,9	3,9313	0,001701	1.702,8	1.762,4	3,8724
400	0,006005	2.428,5	2.578,7	5,1400	0,002798	2.068,9	2.152,8	4,4758	0,002105	1.914,9	1.988,6	4,2144
425	0,007886	2.607,8	2.805,0	5,4708	0,005299	2.452,9	2.611,8	5,1473	0,003434	2.253,3	2.373,5	4,7751
450	0,009176	2.721,2	2.950,6	5,6759	0,006737	2.618,9	2.821,0	5,4422	0,004957	2.497,5	2.671,0	5,1946
500	0,011143	2.887,3	3.165,9	5,9643	0,008691	2.824,0	3.084,8	5,7956	0,006933	2.755,3	2.997,9	5,6331
550	0,012736	3.020,8	3.339,2	6,1816	0,010175	2.974,5	3.279,7	6,0403	0,008348	2.925,8	3.218,0	5,9093
600	0,014140	3.140,0	3.493,5	6,3637	0,011445	3.103,4	3.446,8	6,2373	0,009523	3.065,6	3.399,0	6,1229
650	0,015430	3.251,9	3.637,7	6,5243	0,012590	3.221,7	3.599,4	6,4074	0,010565	3.190,9	3.560,7	6,3030
700	0,016643	3.359,9	3.776,0	6,6702	0,013654	3.334,3	3.743,9	6,5599	0,011523	3.308,3	3.711,6	6,4623
800	0,018922	3.570,7	4.043,8	6,9322	0,015628	3.551,2	4.020,0	6,8301	0,013278	3.531,6	3.996,3	6,7409
900	0,021075	3.780,2	4.307,1	7,1668	0,017473	3.764,6	4.288,8	7,0695	0,014904	3.749,0	4.270,6	6,9853
1.000	0,023150	3.991,5	4.570,2	7,3821	0,019240	3.978,6	4.555,8	7,2880	0,016450	3.965,8	4.541,5	7,2069
1.100	0,025172	4.206,1	4.835,4	7,5825	0,020954	4.195,2	4.823,9	7,4906	0,017942	4.184,4	4.812,4	7,4118
1.200	0,027157	4.424,6	5.103,5	7,7710	0,022630	4.415,3	5.094,2	7,6807	0,019398	4.406,1	5.085,0	7,6034
1.300	0,029115	4.647,2	5.375,1	7,9494	0,024279	4.639,2	5.367,6	7,8602	0,020827	4.631,2	5.360,2	7,7841
	P = 40,0 MPa				*P* = 50,0 MPa				*P* = 60,0 MPa			
375	0,001641	1.677,0	1.742,6	3,8290	0,001560	1.638,6	1.716,6	3,7642	0,001503	1.609,7	1.699,9	3,7149
400	0,001911	1.855,0	1.931,4	4,1145	0,001731	1.787,8	1.874,4	4,0029	0,001633	1.745,2	1.843,2	3,9317
425	0,002538	2.097,5	2.199,0	4,5044	0,002009	1.960,3	2.060,7	4,2746	0,001816	1.892,9	2.001,8	4,1630
450	0,003692	2.364,2	2.511,8	4,9449	0,002487	2.160,3	2.284,7	4,5896	0,002086	2.055,1	2.180,2	4,4140
500	0,005623	2.681,6	2.906,5	5,4744	0,003890	2.528,1	2.722,6	5,1762	0,002952	2.393,2	2.570,3	4,9356
550	0,006985	2.875,1	3.154,4	5,7857	0,005118	2.769,5	3.025,4	5,5563	0,003955	2.664,6	2.901,9	5,3517
600	0,008089	3.026,8	3.350,4	6,0170	0,006108	2.947,1	3.252,6	5,8245	0,004833	2.866,8	3.156,8	5,6527
650	0,009053	3.159,5	3.521,6	6,2078	0,006957	3.095,6	3.443,5	6,0373	0,005591	3.031,3	3.366,8	5,8867
700	0,009930	3.282,0	3.679,2	6,3740	0,007717	3.228,7	3.614,6	6,2179	0,006265	3.175,4	3.551,3	6,0814
800	0,011521	3.511,8	3.972,6	6,6613	0,009073	3.472,2	3.925,8	6,5225	0,007456	3.432,6	3.880,0	6,4033
900	0,012980	3.733,3	4.252,5	6,9107	0,010296	3.702,0	4.216,8	6,7819	0,008519	3.670,9	4.182,1	6,6725
1.000	0,014360	3.952,9	4.527,3	7,1355	0,011441	3.927,4	4.499,4	7,0131	0,009504	3.902,0	4.472,2	6,9099
1.100	0,015686	4.173,7	4.801,1	7,3425	0,012534	4.152,2	4.778,9	7,2244	0,010439	4.130,9	4.757,3	7,1255
1.200	0,016976	4.396,9	5.075,9	7,5357	0,013590	4.378,6	5.058,1	7,4207	0,011339	4.360,5	5.040,8	7,3248
1.300	0,018239	4.623,3	5.352,8	7,7175	0,014620	4.607,5	5.338,5	7,6048	0,012213	4.591,8	5.324,5	7,5111

TABELA A–7

Água, líquido comprimido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
	P = 5 MPa (263,94 °C)				P = 10 MPa (311,00 °C)				P = 15 MPa (342,16 °C)			
Sat.	0,0012862	1.148,1	1.154,5	2,9207	0,0014522	1.393,3	1.407,9	3,3603	0,0016572	1.585,5	1.610,3	3,6848
0	0,0009977	0,04	5,03	0,0001	0,0009952	0,12	10,07	0,0003	0,0009928	0,18	15,07	0,0004
20	0,0009996	83,61	88,61	0,2954	0,0009973	83,31	93,28	0,2943	0,0009951	83,01	97,93	0,2932
40	0,0010057	166,92	171,95	0,5705	0,0010035	166,33	176,37	0,5685	0,0010013	165,75	180,77	0,5666
60	0,0010149	250,29	255,36	0,8287	0,0010127	249,43	259,55	0,8260	0,0010105	248,58	263,74	0,8234
80	0,0010267	333,82	338,96	1,0723	0,0010244	332,69	342,94	1,0691	0,0010221	331,59	346,92	1,0659
100	0,0010410	417,65	422,85	1,3034	0,0010385	416,23	426,62	1,2996	0,0010361	414,85	430,39	1,2958
120	0,0010576	501,91	507,19	1,5236	0,0010549	500,18	510,73	1,5191	0,0010522	498,50	514,28	1,5148
140	0,0010769	586,80	592,18	1,7344	0,0010738	584,72	595,45	1,7293	0,0010708	582,69	598,75	1,7243
160	0,0010988	672,55	678,04	1,9374	0,0010954	670,06	681,01	1,9316	0,0010920	667,63	684,01	1,9259
180	0,0011240	759,47	765,09	2,1338	0,0011200	756,48	767,68	2,1271	0,0011160	753,58	770,32	2,1206
200	0,0011531	847,92	853,68	2,3251	0,0011482	844,32	855,80	2,3174	0,0011435	840,84	858,00	2,3100
220	0,0011868	938,39	944,32	2,5127	0,0011809	934,01	945,82	2,5037	0,0011752	929,81	947,43	2,4951
240	0,0012268	1.031,6	1.037,7	2,6983	0,0012192	1.026,2	1.038,3	2,6876	0,0012121	1.021,0	1.039,2	2,6774
260	0,0012755	1.128,5	1.134,9	2,8841	0,0012653	1.121,6	1.134,3	2,8710	0,0012560	1.115,1	1.134,0	2,8586
280					0,0013226	1.221,8	1.235,0	3,0565	0,0013096	1.213,4	1.233,0	3,0410
300					0,0013980	1.329,4	1.343,3	3,2488	0,0013783	1.317,6	1.338,3	3,2279
320									0,0014733	1.431,9	1.454,0	3,4263
340									0,0016311	1.567,9	1.592,4	3,6555
	P = 20 MPa (365,75 °C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa			
Sat.	0,0020378	1.785,8	1.826,6	4,0146								
0	0,0009904	0,23	20,03	0,0005	0,0009857	0,29	29,86	0,0003	0,0009767	0,29	49,13	−0,0010
20	0,0009929	82,71	102,57	0,2921	0,0009886	82,11	111,77	0,2897	0,0009805	80,93	129,95	0,2845
40	0,0009992	165,17	185,16	0,5646	0,0009951	164,05	193,90	0,5607	0,0009872	161,90	211,25	0,5528
60	0,0010084	247,75	267,92	0,8208	0,0010042	246,14	276,26	0,8156	0,0009962	243,08	292,88	0,8055
80	0,0010199	330,50	350,90	1,0627	0,0010155	328,40	358,86	1,0564	0,0010072	324,42	374,78	1,0442
100	0,0010337	413,50	434,17	1,2920	0,0010290	410,87	441,74	1,2847	0,0010201	405,94	456,94	1,2705
120	0,0010496	496,85	517,84	1,5105	0,0010445	493,66	525,00	1,5020	0,0010349	487,69	539,43	1,4859
140	0,0010679	580,71	602,07	1,7194	0,0010623	576,90	608,76	1,7098	0,0010517	569,77	622,36	1,6916
160	0,0010886	665,28	687,05	1,9203	0,0010823	660,74	693,21	1,9094	0,0010704	652,33	705,85	1,8889
180	0,0011122	750,78	773,02	2,1143	0,0011049	745,40	778,55	2,1020	0,0010914	735,49	790,06	2,0790
200	0,0011390	837,49	860,27	2,3027	0,0011304	831,11	865,02	2,2888	0,0011149	819,45	875,19	2,2628
220	0,0011697	925,77	949,16	2,4867	0,0011595	918,15	952,93	2,4707	0,0011412	904,39	961,45	2,4414
240	0,0012053	1.016,1	1.040,2	2,6676	0,0011927	1.006,9	1.042,7	2,6491	0,0011708	990,55	1.049,1	2,6156
260	0,0012472	1.109,0	1.134,0	2,8469	0,0012314	1.097,8	1.134,7	2,8250	0,0012044	1.078,2	1.138,4	2,7864
280	0,0012978	1.205,6	1.231,5	3,0265	0,0012770	1.191,5	1.229,8	3,0001	0,0012430	1.167,7	1.229,9	2,9547
300	0,0013611	1.307,2	1.334,4	3,2091	0,0013322	1.288,9	1.328,9	3,1761	0,0012879	1.259,6	1.324,0	3,1218
320	0,0014450	1.416,6	1.445,5	3,3996	0,0014014	1.391,7	1.433,7	3,3558	0,0013409	1.354,3	1.421,4	3,2888
340	0,0015693	1.540,2	1.571,6	3,6086	0,0014932	1.502,4	1.547,1	3,5438	0,0014049	1.452,9	1.523,1	3,4575
360	0,0018248	1.703,6	1.740,1	3,8787	0,0016276	1.626,8	1.675,6	3,7499	0,0014848	1.556,5	1.630,7	3,6301
380					0,0018729	1.782,0	1.838,2	4,0026	0,0015884	1.667,1	1.746,5	3,8102

TABELA A–8

Água, sólido-vapor saturados

Temp., T °C	Press. sat., P_{sat} kPa	*Volume específico*, m³/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
		Gelo sat. v_s	Vapor sat. v_v	Gelo sat. u_s	Subl., u_{sv}	Vapor sat. u_v	Gelo sat. h_s	Subl., h_{sv}	Vapor sat. h_v	Gelo sat. s_s	Subl., s_{sv}	Vapor sat. s_v
0.01	0,61169	0,001091	205,99	−333,40	2.707,9	2.374,5	−333,40	2.833,9	2.500,5	−1,2202	10,374	9,154
0	0,61115	0,001091	206,17	−333,43	2.707,9	2.374,5	−333,43	2.833,9	2.500,5	−1,2204	10,375	9,154
−2	0,51772	0,001091	241,62	−337,63	2.709,4	2.371,8	−337,63	2.834,5	2.496,8	−1,2358	10,453	9,218
−4	0,43748	0,001090	283,84	−341,80	2.710,8	2.369,0	−341,80	2.835,0	2.493,2	−1,2513	10,533	9,282
−6	0,36873	0,001090	334,27	−345,94	2.712,2	2.366,2	−345,93	2.835,4	2.489,5	−1,2667	10,613	9,347
−8	0,30998	0,001090	394,66	−350,04	2.713,5	2.363,5	−350,04	2.835,8	2.485,8	−1,2821	10,695	9,413
−10	0,25990	0,001089	467,17	−354,12	2.714,8	2.360,7	−354,12	2.836,2	2.482,1	−1,2976	10,778	9,480
−12	0,21732	0,001089	554,47	−358,17	2.716,1	2.357,9	−358,17	2.836,6	2.478,4	−1,3130	10,862	9,549
−14	0,18121	0,001088	659,88	−362,18	2.717,3	2.355,2	−362,18	2.836,9	2.474,7	−1,3284	10,947	9,618
−16	0,15068	0,001088	787,51	−366,17	2.718,6	2.352,4	−366,17	2.837,2	2.471,0	−1,3439	11,033	9,689
−18	0,12492	0,001088	942,51	−370,13	2.719,7	2.349,6	−370,13	2.837,5	2.467,3	−1,3593	11,121	9,761
−20	0,10326	0,001087	1.131,3	−374,06	2.720,9	2.346,8	−374,06	2.837,7	2.463,6	−1,3748	11,209	9,835
−22	0,08510	0,001087	1.362,0	−377,95	2.722,0	2.344,1	−377,95	2.837,9	2.459,9	−1,3903	11,300	9,909
−24	0,06991	0,001087	1.644,7	−381,82	2.723,1	2.341,3	−381,82	2.838,1	2.456,2	−1,4057	11,391	9,985
−26	0,05725	0,001087	1.992,2	−385,66	2.724,2	2.338,5	−385,66	2.838,2	2.452,5	−1,4212	11,484	10,063
−28	0,04673	0,001086	2.421,0	−389,47	2.725,2	2.335,7	−389,47	2.838,3	2.448,8	−1,4367	11,578	10,141
−30	0,03802	0,001086	2.951,7	−393,25	2.726,2	2.332,9	−393,25	2.838,4	2.445,1	−1,4521	11,673	10,221
−32	0,03082	0,001086	3.610,9	−397,00	2.727,2	2.330,2	−397,00	2.838,4	2.441,4	−1,4676	11,770	10,303
−34	0,02490	0,001085	4.432,4	−400,72	2.728,1	2.327,4	−400,72	2.838,5	2.437,7	−1,4831	11,869	10,386
−36	0,02004	0,001085	5.460,1	−404,40	2.729,0	2.324,6	−404,40	2.838,4	2.434,0	−1,4986	11,969	10,470
−38	0,01608	0,001085	6.750,5	−408,07	2.729,9	2.321,8	−408,07	2.838,4	2.430,3	−1,5141	12,071	10,557
−40	0,01285	0,001084	8.376,7	−411,70	2.730,7	2.319,0	−411,70	2.838,3	2.426,6	−1,5296	12,174	10,644

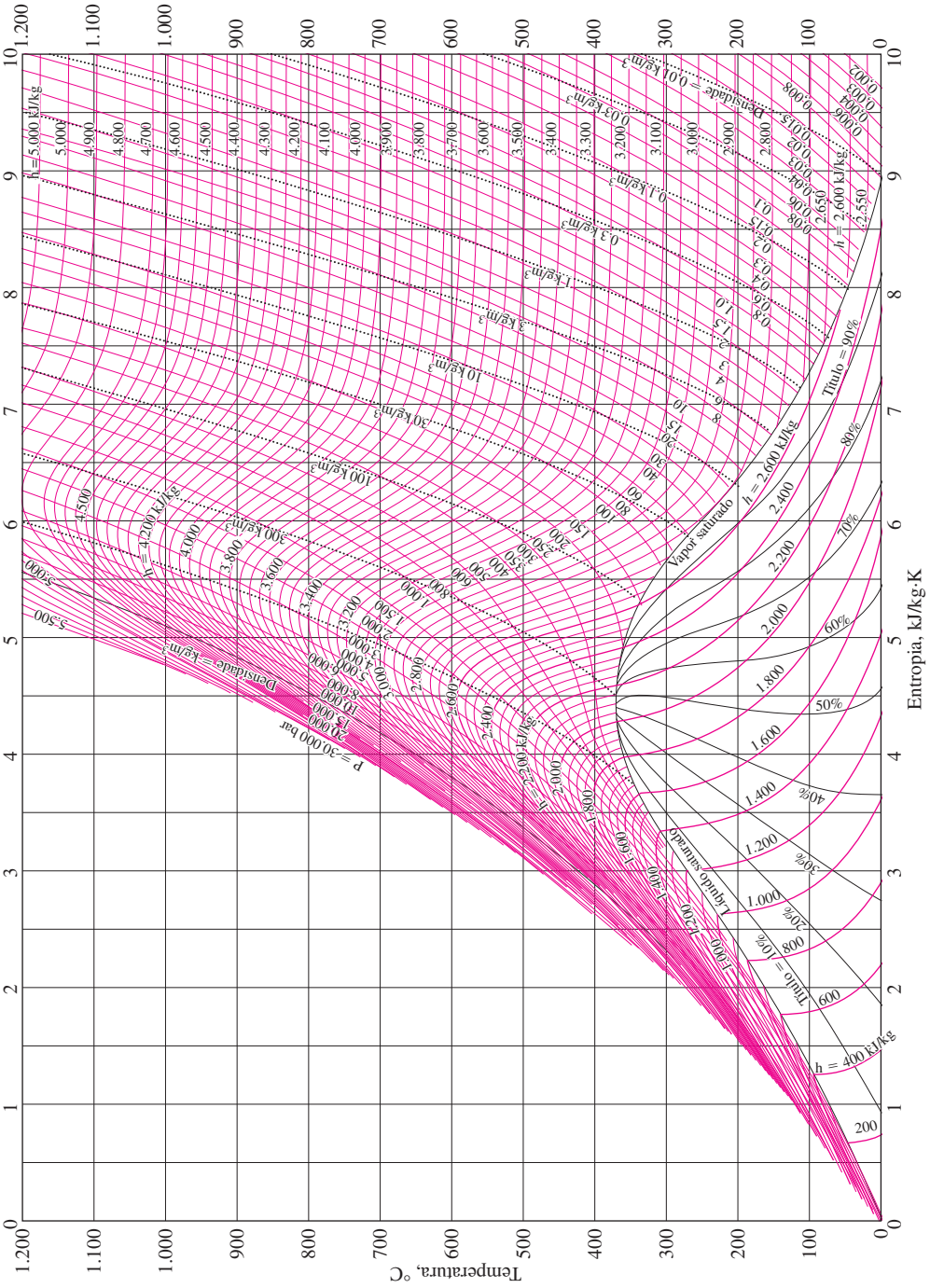


FIGURA A–9 Diagrama *T-s* da água.

Copyright © 1984. Da NBS/NRC Steam Tables/*1 de Lester Haar, John S. Gallagher e George S. Kell. Reproduzido com permissão de Routledge/Taylor & Francis Books, Inc.*

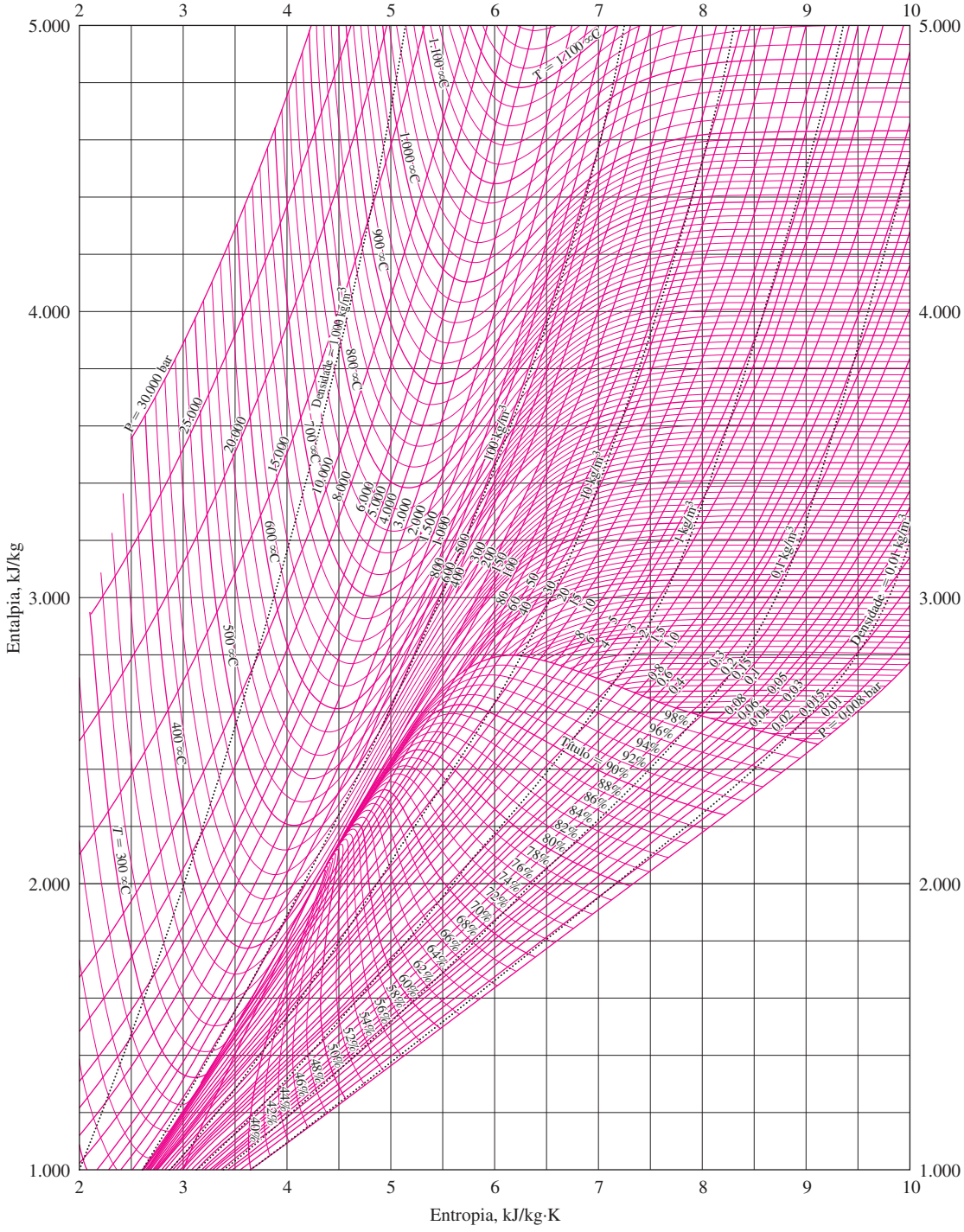


FIGURA A–10 Diagrama de Mollier para a água.

Copyright © 1984. Da NBS/NRC Steam Tables/1 *de Lester Haar, John S. Gallagher e George S. Kell. Reproduzido com permissão de Routledge/Taylor & Francis Books, Inc.*

TABELA A–11

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura

		Volume específico, m³/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Temp., T °C	Press. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líq. sat. u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líq. sat. h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líq. sat. s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat. s_v
−40	51,25	0,0007054	0,36081	−0,036	207,40	207,37	0,000	225,86	225,86	0,00000	0,96866	0,96866
−38	56,86	0,0007083	0,32732	2,475	206,04	208,51	2,515	224,61	227,12	0,01072	0,95511	0,96584
−36	62,95	0,0007112	0,29751	4,992	204,67	209,66	5,037	223,35	228,39	0,02138	0,94176	0,96315
−34	69,56	0,0007142	0,27090	7,517	203,29	210,81	7,566	222,09	229,65	0,03199	0,92859	0,96058
−32	76,71	0,0007172	0,24711	10,05	201,91	211,96	10,10	220,81	230,91	0,04253	0,91560	0,95813
−30	84,43	0,0007203	0,22580	12,59	200,52	213,11	12,65	219,52	232,17	0,05301	0,90278	0,95579
−28	92,76	0,0007234	0,20666	15,13	199,12	214,25	15,20	218,22	233,43	0,06344	0,89012	0,95356
−26	101,73	0,0007265	0,18946	17,69	197,72	215,40	17,76	216,92	234,68	0,07382	0,87762	0,95144
−24	111,37	0,0007297	0,17395	20,25	196,30	216,55	20,33	215,59	235,92	0,08414	0,86527	0,94941
−22	121,72	0,0007329	0,15995	22,82	194,88	217,70	22,91	214,26	s237,17	0,09441	0,85307	0,94748
−20	132,82	0,0007362	0,14729	25,39	193,45	218,84	25,49	212,91	238,41	0,10463	0,84101	0,94564
−18	144,69	0,0007396	0,13583	27,98	192,01	219,98	28,09	211,55	239,64	0,11481	0,82908	0,94389
−16	157,38	0,0007430	0,12542	30,57	190,56	221,13	30,69	210,18	240,87	0,12493	0,81729	0,94222
−14	170,93	0,0007464	0,11597	33,17	189,09	222,27	33,30	208,79	242,09	0,13501	0,80561	0,94063
−12	185,37	0,0007499	0,10736	35,78	187,62	223,40	35,92	207,38	243,30	0,14504	0,79406	0,93911
−10	200,74	0,0007535	0,099516	38,40	186,14	224,54	38,55	205,96	244,51	0,15504	0,78263	0,93766
−8	217,08	0,0007571	0,092352	41,03	184,64	225,67	41,19	204,52	245,72	0,16498	0,77130	0,93629
−6	234,44	0,0007608	0,085802	43,66	183,13	226,80	43,84	203,07	246,91	0,17489	0,76008	0,93497
−4	252,85	0,0007646	0,079804	46,31	181,61	227,92	46,50	201,60	248,10	0,18476	0,74896	0,93372
−2	272,36	0,0007684	0,074304	48,96	180,08	229,04	49,17	200,11	249,28	0,19459	0,73794	0,93253
0	293,01	0,0007723	0,069255	51,63	178,53	230,16	51,86	198,60	250,45	0,20439	0,72701	0,93139
2	314,84	0,0007763	0,064612	54,30	176,97	231,27	54,55	197,07	251,61	0,21415	0,71616	0,93031
4	337,90	0,0007804	0,060338	56,99	175,39	232,38	57,25	195,51	252,77	0,22387	0,70540	0,92927
6	362,23	0,0007845	0,056398	59,68	173,80	233,48	59,97	193,94	253,91	0,23356	0,69471	0,92828
8	387,88	0,0007887	0,052762	62,39	172,19	234,58	62,69	192,35	255,04	0,24323	0,68410	0,92733
10	414,89	0,0007930	0,049403	65,10	170,56	235,67	65,43	190,73	256,16	0,25286	0,67356	0,92641
12	443,31	0,0007975	0,046295	67,83	168,92	236,75	68,18	189,09	257,27	0,26246	0,66308	0,92554
14	473,19	0,0008020	0,043417	70,57	167,26	237,83	70,95	187,42	258,37	0,27204	0,65266	0,92470
16	504,58	0,0008066	0,040748	73,32	165,58	238,90	73,73	185,73	259,46	0,28159	0,64230	0,92389
18	537,52	0,0008113	0,038271	76,08	163,88	239,96	76,52	184,01	260,53	0,29112	0,63198	0,92310

TABELA A–11

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura (*conclusão*)

		Volume específico, m^3/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Temp., T °C	**Press. sat., P_{sat} kPa**	**Líq. sat. v_l**	**Vapor sat. v_v**	**Líq. sat. u_l**	**Evap., u_{lv}**	**Vapor sat. u_v**	**Líq. sat. h_l**	**Evap., h_{lv}**	**Vapor sat. h_v**	**Líq. sat. s_l**	**Evap., s_{lv}**	**Vapor sat. s_v**
20	572,07	0,0008161	0,035969	78,86	162,16	241,02	79,32	182,27	261,59	0,30063	0,62172	0,92234
22	608,27	0,0008210	0,033828	81,64	160,42	242,06	82,14	180,49	262,64	0,31011	0,61149	0,92160
24	646,18	0,0008261	0,031834	84,44	158,65	243,10	84,98	178,69	263,67	0,31958	0,60130	0,92088
26	685,84	0,0008313	0,029976	87,26	156,87	244,12	87,83	176,85	264,68	0,32903	0,59115	0,92018
28	727,31	0,0008366	0,028242	90,09	155,05	245,14	90,69	174,99	265,68	0,33846	0,58102	0,91948
30	770,64	0,0008421	0,026622	92,93	153,22	246,14	93,58	173,08	266,66	0,34789	0,57091	0,91879
32	815,89	0,0008478	0,025108	95,79	151,35	247,14	96,48	171,14	267,62	0,35730	0,56082	0,91811
34	863,11	0,0008536	0,023691	98,66	149,46	248,12	99,40	169,17	268,57	0,36670	0,55074	0,91743
36	912,35	0,0008595	0,022364	101,55	147,54	249,08	102,33	167,16	269,49	0,37609	0,54066	0,91675
38	963,68	0,0008657	0,021119	104,45	145,58	250,04	105,29	165,10	270,39	0,38548	0,53058	0,91606
40	1.017,1	0,0008720	0,019952	107,38	143,60	250,97	108,26	163,00	271,27	0,39486	0,52049	0,91536
42	1.072,8	0,0008786	0,018855	110,32	141,58	251,89	111,26	160,86	272,12	0,40425	0,51039	0,91464
44	1.130,7	0,0008854	0,017824	113,28	139,52	252,80	114,28	158,67	272,95	0,41363	0,50027	0,91391
46	1.191,0	0,0008924	0,016853	116,26	137,42	253,68	117,32	156,43	273,75	0,42302	0,49012	0,91315
48	1.253,6	0,0008996	0,015939	119,26	135,29	254,55	120,39	154,14	274,53	0,43242	0,47993	0,91236
52	1.386,2	0,0009150	0,014265	125,33	130,88	256,21	126,59	149,39	275,98	0,45126	0,45941	0,91067
56	1.529,1	0,0009317	0,012771	131,49	126,28	257,77	132,91	144,38	277,30	0,47018	0,43863	0,90880
60	1.682,8	0,0009498	0,011434	137,76	121,46	259,22	139,36	139,10	278,46	0,48920	0,41749	0,90669
65	1.891,0	0,0009750	0,009950	145,77	115,05	260,82	147,62	132,02	279,64	0,51320	0,39039	0,90359
70	2.118,2	0,0010037	0,008642	154,01	108,14	262,15	156,13	124,32	280,46	0,53755	0,36227	0,89982
75	2.365,8	0,0010372	0,007480	162,53	100,60	263,13	164,98	115,85	280,82	0,56241	0,33272	0,89512
80	2.635,3	0,0010772	0,006436	171,40	92,23	263,63	174,24	106,35	280,59	0,58800	0,30111	0,88912
85	2.928,2	0,0011270	0,005486	180,77	82,67	263,44	184,07	95,44	279,51	0,61473	0,26644	0,88117
90	3.246,9	0,0011932	0,004599	190,89	71,29	262,18	194,76	82,35	277,11	0,64336	0,22674	0,87010
95	3.594,1	0,0012933	0,003726	202,40	56,47	258,87	207,05	65,21	272,26	0,67578	0,17711	0,85289
100	3.975,1	0,0015269	0,002630	218,72	29,19	247,91	224,79	33,58	258,37	0,72217	0,08999	0,81215

Fonte: As Tabs. A–11 até A–13 foram geradas usando o programa *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. A rotina utilizada nos cálculos é a R134a, que tem por base a equação fundamental do estado desenvolvida por R. Tillner-Roth e H.D. Baehr em "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem, Ref. Data*, v. 23, N. 5, 1994. Os valores de entalpia e entropia do líquido saturado são definidos de zero a −40°C (e −40°F).

TABELA A–12

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

		Volume específico, m³/kg		*Energia interna*, kJ/kg			*Entalpia*, kJ/kg			*Entropia*, kJ/kg·K		
Press., P kPa	Temp. sat. T_{sat} °C	Líq. sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líq. sat. u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat. u_v	Líq. sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líq. sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
60	−36,95	0,0007098	0,31121	3,798	205,32	209,12	3,841	223,95	227,79	0,01634	0,94807	0,96441
70	−33,87	0,0007144	0,26929	7,680	203,20	210,88	7,730	222,00	229,73	0,03267	0,92775	0,96042
80	−31,13	0,0007185	0,23753	11,15	201,30	212,46	11,21	220,25	231,46	0,04711	0,90999	0,95710
90	−28,65	0,0007223	0,21263	14,31	199,57	213,88	14,37	218,65	233,02	0,06008	0,89419	0,95427
100	−26,37	0,0007259	0,19254	17,21	197,98	215,19	17,28	217,16	234,44	0,07188	0,87995	0,95183
120	−22,32	0,0007324	0,16212	22,40	195,11	217,51	22,49	214,48	236,97	0,09275	0,85503	0,94779
140	−18,77	0,0007383	0,14014	26,98	192,57	219,54	27,08	212,08	239,16	0,11087	0,83368	0,94456
160	−15,60	0,0007437	0,12348	31,09	190,27	221,35	31,21	209,90	241,11	0,12693	0,81496	0,94190
180	−12,73	0,0007487	0,11041	34,83	188,16	222,99	34,97	207,90	242,86	0,14139	0,79826	0,93965
200	−10,09	0,0007533	0,099867	38,28	186,21	224,48	38,43	206,03	244,46	0,15457	0,78316	0,93773
240	−5,38	0,0007620	0,083897	44,48	182,67	227,14	44,66	202,62	247,28	0,17794	0,75664	0,93458
280	−1,25	0,0007699	0,072352	49,97	179,50	229,46	50,18	199,54	249,72	0,19829	0,73381	0,93210
320	2,46	0,0007772	0,063604	54,92	176,61	231,52	55,16	196,71	251,88	0,21637	0,71369	0,93006
360	5,82	0,0007841	0,056738	59,44	173,94	233,38	59,72	194,08	253,81	0,23270	0,69566	0,92836
400	8,91	0,0007907	0,051201	63,62	171,45	235,07	63,94	191,62	255,55	0,24761	0,67929	0,92691
450	12,46	0,0007985	0,045619	68,45	168,54	237,00	68,81	188,71	257,53	0,26465	0,66069	0,92535
500	15,71	0,0008059	0,041118	72,93	165,82	238,75	73,33	185,98	259,30	0,28023	0,64377	0,92400
550	18,73	0,0008130	0,037408	77,10	163,25	240,35	77,54	183,38	260,92	0,29461	0,62821	0,92282
600	21,55	0,0008199	0,034295	81,02	160,81	241,83	81,51	180,90	262,40	0,30799	0,61378	0,92177
650	24,20	0,0008266	0,031646	84,72	158,48	243,20	85,26	178,51	263,77	0,32051	0,60030	0,92081
700	26,69	0,0008331	0,029361	88,24	156,24	244,48	88,82	176,21	265,03	0,33230	0,58763	0,91994
750	29,06	0,0008395	0,027371	91,59	154,08	245,67	92,22	173,98	266,20	0,34345	0,57567	0,91912
800	31,31	0,0008458	0,025621	94,79	152,00	246,79	95,47	171,82	267,29	0,35404	0,56431	0,91835
850	33,45	0,0008520	0,024069	97,87	149,98	247,85	98,60	169,71	268,31	0,36413	0,55349	0,91762
900	35,51	0,0008580	0,022683	100,83	148,01	248,85	101,61	167,66	269,26	0,37377	0,54315	0,91692
950	37,48	0,0008641	0,021438	103,69	146,10	249,79	104,51	165,64	270,15	0,38301	0,53323	0,91624
1.000	39,37	0,0008700	0,020313	106,45	144,23	250,68	107,32	163,67	270,99	0,39189	0,52368	0,91558
1.200	46,29	0,0008934	0,016715	116,70	137,11	253,81	117,77	156,10	273,87	0,42441	0,48863	0,91303
1.400	52,40	0,0009166	0,014107	125,94	130,43	256,37	127,22	148,90	276,12	0,45315	0,45734	0,91050
1.600	57,88	0,0009400	0,012123	134,43	124,04	258,47	135,93	141,93	277,86	0,47911	0,42873	0,90784
1.800	62,87	0,0009639	0,010559	142,33	117,83	260,17	144,07	135,11	279,17	0,50294	0,40204	0,90498
2.000	67,45	0,0009886	0,009288	149,78	111,73	261,51	151,76	128,33	280,09	0,52509	0,37675	0,90184
2.500	77,54	0,0010566	0,006936	166,99	96,47	263,45	169,63	111,16	280,79	0,57531	0,31695	0,89226
3.000	86,16	0,0011406	0,005275	183,04	80,22	263,26	186,46	92,63	279,09	0,62118	0,25776	0,87894

TABELA A–13

Refrigerante-134a, Vapor superaquecido

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
	$P = 0{,}06$ MPa ($T_{sat} = -36{,}95$ °C)				$P = 0{,}10$ MPa ($T_{sat} = -26{,}37$ °C)				$P = 0{,}14$ MPa ($T_{sat} = -18{,}77$ °C)			
Sat.	0,31121	209,12	227,79	0,9644	0,19254	215,19	234,44	0,9518	0,14014	219,54	239,16	0,9446
−20	0,33608	220,60	240,76	1,0174	0,19841	219,66	239,50	0,9721				
−10	0,35048	227,55	248,58	1,0477	0,20743	226,75	247,49	1,0030	0,14605	225,91	246,36	0,9724
0	0,36476	234,66	256,54	1,0774	0,21630	233,95	255,58	1,0332	0,15263	233,23	254,60	1,0031
10	0,37893	241,92	264,66	1,1066	0,22506	241,30	263,81	1,0628	0,15908	240,66	262,93	1,0331
20	0,39302	249,35	272,94	1,1353	0,23373	248,79	272,17	1,0918	0,16544	248,22	271,38	1,0624
30	0,40705	256,95	281,37	1,1636	0,24233	256,44	280,68	1,1203	0,17172	255,93	279,97	1,0912
40	0,42102	264,71	289,97	1,1915	0,25088	264,25	289,34	1,1484	0,17794	263,79	288,70	1,1195
50	0,43495	272,64	298,74	1,2191	0,25937	272,22	298,16	1,1762	0,18412	271,79	297,57	1,1474
60	0,44883	280,73	307,66	1,2463	0,26783	280,35	307,13	1,2035	0,19025	279,96	306,59	1,1749
70	0,46269	288,99	316,75	1,2732	0,27626	288,64	316,26	1,2305	0,19635	288,28	315,77	1,2020
80	0,47651	297,41	326,00	1,2997	0,28465	297,08	325,55	1,2572	0,20242	296,75	325,09	1,2288
90	0,49032	306,00	335,42	1,3260	0,29303	305,69	334,99	1,2836	0,20847	305,38	334,57	1,2553
100	0,50410	314,74	344,99	1,3520	0,30138	314,46	344,60	1,3096	0,21449	314,17	344,20	1,2814
	$P = 0{,}18$ MPa ($T_{sat} = -12{,}73$ °C)				$P = 0{,}20$ MPa ($T_{sat} = -10{,}09$ °C)				$P = 0{,}24$ MPa ($T_{sat} = -5{,}38$ °C)			
Sat.	0,11041	222,99	242,86	0,9397	0,09987	224,48	244,46	0,9377	0,08390	227,14	247,28	0,9346
−10	0,11189	225,02	245,16	0,9484	0,09991	224,55	244,54	0,9380				
0	0,11722	232,48	253,58	0,9798	0,10481	232,09	253,05	0,9698	0,08617	231,29	251,97	0,9519
10	0,12240	240,00	262,04	1,0102	0,10955	239,67	261,58	1,0004	0,09026	238,98	260,65	0,9831
20	0,12748	247,64	270,59	1,0399	0,11418	247,35	270,18	1,0303	0,09423	246,74	269,36	1,0134
30	0,13248	255,41	279,25	1,0690	0,11874	255,14	278,89	1,0595	0,09812	254,61	278,16	1,0429
40	0,13741	263,31	288,05	1,0975	0,12322	263,08	287,72	1,0882	0,10193	262,59	287,06	1,0718
50	0,14230	271,36	296,98	1,1256	0,12766	271,15	296,68	1,1163	0,10570	270,71	296,08	1,1001
60	0,14715	279,56	306,05	1,1532	0,13206	279,37	305,78	1,1441	0,10942	278,97	305,23	1,1280
70	0,15196	287,91	315,27	1,1805	0,13641	287,73	315,01	1,1714	0,11310	287,36	314,51	1,1554
80	0,15673	296,42	324,63	1,2074	0,14074	296,25	324,40	1,1983	0,11675	295,91	323,93	1,1825
90	0,16149	305,07	334,14	1,2339	0,14504	304,92	333,93	1,2249	0,12038	304,60	333,49	1,2092
100	0,16622	313,88	343,80	1,2602	0,14933	313,74	343,60	1,2512	0,12398	313,44	343,20	1,2356
	$P = 0{,}28$ MPa ($T_{sat} = -1{,}25$ °C)				$P = 0{,}32$ MPa ($T_{sat} = 2{,}46$ °C)				$P = 0{,}40$ MPa ($T_{sat} = 8{,}91$ °C)			
Sat.	0,07235	229,46	249,72	0,9321	0,06360	231,52	251,88	0,9301	0,051201	235,07	255,55	0,9269
0	0,07282	230,44	250,83	0,9362								
10	0,07646	238,27	259,68	0,9680	0,06609	237,54	258,69	0,9544	0,051506	235,97	256,58	0,9305
20	0,07997	246,13	268,52	0,9987	0,06925	245,50	267,66	0,9856	0,054213	244,18	265,86	0,9628
30	0,08338	254,06	277,41	1,0285	0,07231	253,50	276,65	1,0157	0,056796	252,36	275,07	0,9937
40	0,08672	262,10	286,38	1,0576	0,07530	261,60	285,70	1,0451	0,059292	260,58	284,30	1,0236
50	0,09000	270,27	295,47	1,0862	0,07823	269,82	294,85	1,0739	0,061724	268,90	293,59	1,0528
60	0,09324	278,56	304,67	1,1142	0,08111	278,15	304,11	1,1021	0,064104	277,32	302,96	1,0814
70	0,09644	286,99	314,00	1,1418	0,08395	286,62	313,48	1,1298	0,066443	285,86	312,44	1,1094
80	0,09961	295,57	323,46	1,1690	0,08675	295,22	322,98	1,1571	0,068747	294,53	322,02	1,1369
90	0,10275	304,29	333,06	1,1958	0,08953	303,97	332,62	1,1840	0,071023	303,32	331,73	1,1640
100	0,10587	313,15	342,80	1,2222	0,09229	312,86	342,39	1,2105	0,073274	312,26	341,57	1,1907
110	0,10897	322,16	352,68	1,2483	0,09503	321,89	352,30	1,2367	0,075504	321,33	351,53	1,2171
120	0,11205	331,32	362,70	1,2742	0,09775	331,07	362,35	1,2626	0,077717	330,55	361,63	1,2431
130	0,11512	340,63	372,87	1,2997	0,10045	340,39	372,54	1,2882	0,079913	339,90	371,87	1,2688
140	0,11818	350,09	383,18	1,3250	0,10314	349,86	382,87	1,3135	0,082096	349,41	382,24	1,2942

TABELA A–13

Refrigerante-134a, Vapor superaquecido (*continuação*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
	P = 0,50 MPa (T_{sat} = 15,71 °C)				P = 0,60 MPa (T_{sat} = 21,55 °C)				P = 0,70 MPa (T_{sat} = 26,69 °C)			
Sat.	0,041118	238,75	259,30	0,9240	0,034295	241,83	262,40	0,9218	0,029361	244,48	265,03	0,9199
20	0,042115	242,40	263,46	0,9383								
30	0,044338	250,84	273,01	0,9703	0,035984	249,22	270,81	0,9499	0,029966	247,48	268,45	0,9313
40	0,046456	259,26	282,48	1,0011	0,037865	257,86	280,58	0,9816	0,031696	256,39	278,57	0,9641
50	0,048499	267,72	291,96	1,0309	0,039659	266,48	290,28	1,0121	0,033322	265,20	288,53	0,9954
60	0,050485	276,25	301,50	1,0599	0,041389	275,15	299,98	1,0417	0,034875	274,01	298,42	1,0256
70	0,052427	284,89	311,10	1,0883	0,043069	283,89	309,73	1,0705	0,036373	282,87	308,33	1,0549
80	0,054331	293,64	320,80	1,1162	0,044710	292,73	319,55	1,0987	0,037829	291,80	318,28	1,0835
90	0,056205	302,51	330,61	1,1436	0,046318	301,67	329,46	1,1264	0,039250	300,82	328,29	1,1114
100	0,058053	311,50	340,53	1,1705	0,047900	310,73	339,47	1,1536	0,040642	309,95	338,40	1,1389
110	0,059880	320,63	350,57	1,1971	0,049458	319,91	349,59	1,1803	0,042010	319,19	348,60	1,1658
120	0,061687	329,89	360,73	1,2233	0,050997	329,23	359,82	1,2067	0,043358	328,55	358,90	1,1924
130	0,063479	339,29	371,03	1,2491	0,052519	338,67	370,18	1,2327	0,044688	338,04	369,32	1,2186
140	0,065256	348,83	381,46	1,2747	0,054027	348,25	380,66	1,2584	0,046004	347,66	379,86	1,2444
150	0,067021	358,51	392,02	1,2999	0,055522	357,96	391,27	1,2838	0,047306	357,41	390,52	1,2699
160	0,068775	368,33	402,72	1,3249	0,057006	367,81	402,01	1,3088	0,048597	367,29	401,31	1,2951
	P = 0,80 MPa (T_{sat} = 31,31 °C)				P = 0,90 MPa (T_{sat} = 35,51 °C)				P = 1,00 MPa (T_{sat} = 39,37 °C)			
Sat.	0,025621	246,79	267,29	0,9183	0,022683	248,85	269,26	0,9169	0,020313	250,68	270,99	0,9156
40	0,027035	254,82	276,45	0,9480	0,023375	253,13	274,17	0,9327	0,020406	251,30	271,71	0,9179
50	0,028547	263,86	286,69	0,9802	0,024809	262,44	284,77	0,9660	0,021796	260,94	282,74	0,9525
60	0,029973	272,83	296,81	1,0110	0,026146	271,60	295,13	0,9976	0,023068	270,32	293,38	0,9850
70	0,031340	281,81	306,88	1,0408	0,027413	280,72	305,39	1,0280	0,024261	279,59	303,85	1,0160
80	0,032659	290,84	316,97	1,0698	0,028630	289,86	315,63	1,0574	0,025398	288,86	314,25	1,0458
90	0,033941	299,95	327,10	1,0981	0,029806	299,06	325,89	1,0860	0,026492	298,15	324,64	1,0748
100	0,035193	309,15	337,30	1,1258	0,030951	308,34	336,19	1,1140	0,027552	307,51	335,06	1,1031
110	0,036420	318,45	347,59	1,1530	0,032068	317,70	346,56	1,1414	0,028584	316,94	345,53	1,1308
120	0,037625	327,87	357,97	1,1798	0,033164	327,18	357,02	1,1684	0,029592	326,47	356,06	1,1580
130	0,038813	337,40	368,45	1,2061	0,034241	336,76	367,58	1,1949	0,030581	336,11	366,69	1,1846
140	0,039985	347,06	379,05	1,2321	0,035302	346,46	378,23	1,2210	0,031554	345,85	377,40	1,2109
150	0,041143	356,85	389,76	1,2577	0,036349	356,28	389,00	1,2467	0,032512	355,71	388,22	1,2368
160	0,042290	366,76	400,59	1,2830	0,037384	366,23	399,88	1,2721	0,033457	365,70	399,15	1,2623
170	0,043427	376,81	411,55	1,3080	0,038408	376,31	410,88	1,2972	0,034392	375,81	410,20	1,2875
180	0,044554	386,99	422,64	1,3327	0,039423	386,52	422,00	1,3221	0,035317	386,04	421,36	1,3124
	P = 1,20 MPa (T_{sat} = 46,29 °C)				P = 1,40 MPa (T_{sat} = 52,40 °C)				P = 1,60 MPa (T_{sat} = 57,88 °C)			
Sat.	0,016715	253,81	273,87	0,9130	0,014107	256,37	276,12	0,9105	0,012123	258,47	277,86	0,9078
50	0,017201	257,63	278,27	0,9267								
60	0,018404	267,56	289,64	0,9614	0,015005	264,46	285,47	0,9389	0,012372	260,89	280,69	0,9163
70	0,019502	277,21	300,61	0,9938	0,016060	274,62	297,10	0,9733	0,013430	271,76	293,25	0,9535
80	0,020529	286,75	311,39	1,0248	0,017023	284,51	308,34	1,0056	0,014362	282,09	305,07	0,9875
90	0,021506	296,26	322,07	1,0546	0,017923	294,28	319,37	1,0364	0,015215	292,17	316,52	1,0194
100	0,022442	305,80	332,73	1,0836	0,018778	304,01	330,30	1,0661	0,016014	302,14	327,76	1,0500
110	0,023348	315,38	343,40	1,1118	0,019597	313,76	341,19	1,0949	0,016773	312,07	338,91	1,0795
120	0,024228	325,03	354,11	1,1394	0,020388	323,55	352,09	1,1230	0,017500	322,02	350,02	1,1081
130	0,025086	334,77	364,88	1,1664	0,021155	333,41	363,02	1,1504	0,018201	332,00	361,12	1,1360
140	0,025927	344,61	375,72	1,1930	0,021904	343,34	374,01	1,1773	0,018882	342,05	372,26	1,1632
150	0,026753	354,56	386,66	1,2192	0,022636	353,37	385,07	1,2038	0,019545	352,17	383,44	1,1900
160	0,027566	364,61	397,69	1,2449	0,023355	363,51	396,20	1,2298	0,020194	362,38	394,69	1,2163
170	0,028367	374,78	408,82	1,2703	0,024061	373,75	407,43	1,2554	0,020830	372,69	406,02	1,2421
180	0,029158	385,08	420,07	1,2954	0,024757	384,10	418,76	1,2807	0,021456	383,11	417,44	1,2676

FIGURA A–14 Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a.

Nota: O estado de referência usado para o diagrama é diferente daquele utilizado nas tabelas do R-134a. Assim, problemas devem ser sempre resolvidos usando-se todos os dados de propriedades das tabelas ou do diagrama, e nunca de ambos.

Reimpresso com permissão da American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

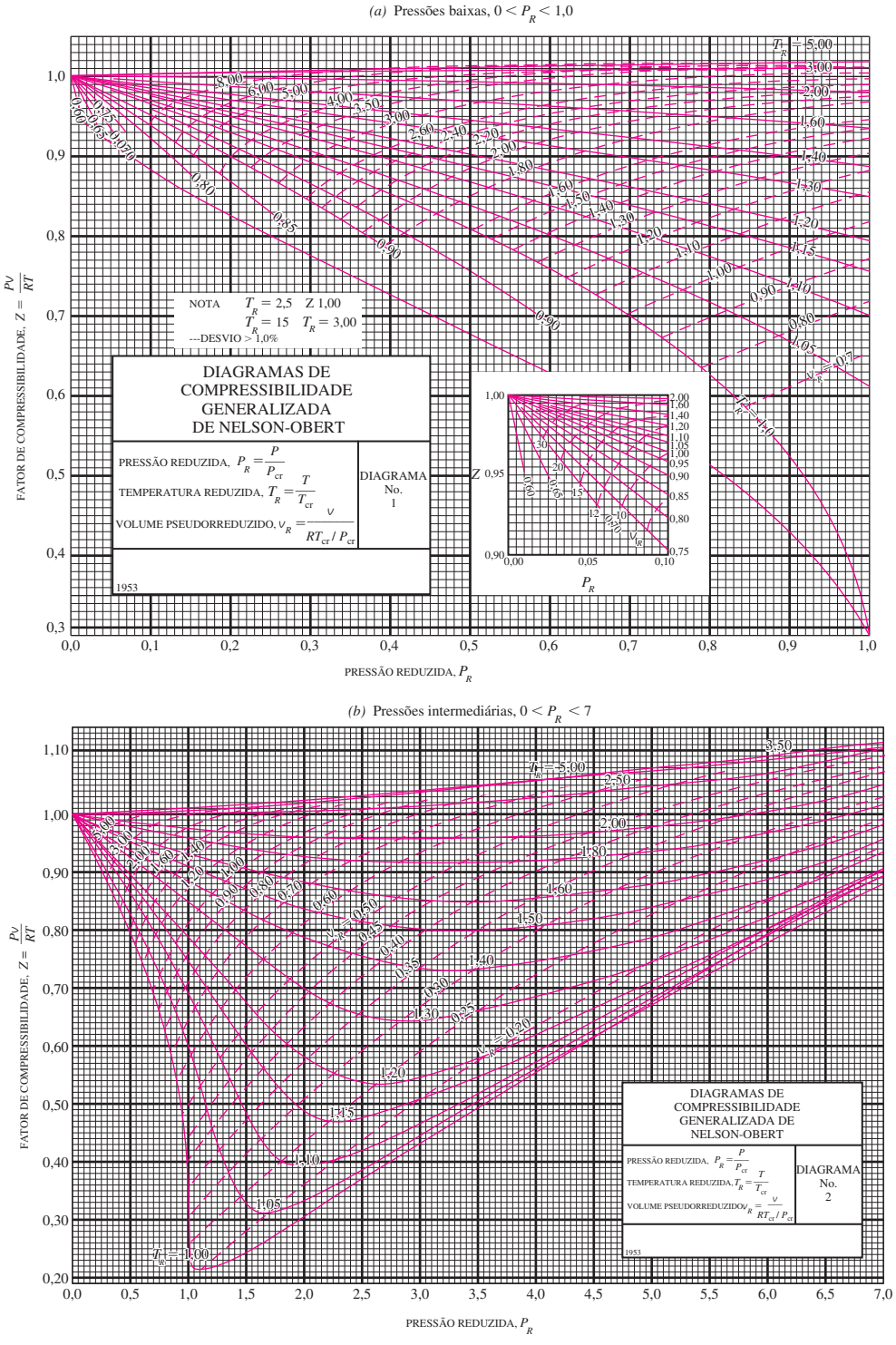


FIGURA A–15 Diagrama generalizado de compressibilidade de Nelson–Obert.

Usado com permissão por Dr. Edward E. Obert, University of Wisconsin.

TABELA A–16

Propriedades da atmosfera a grandes altitudes

Altitude m	Temperatura °C	Pressão kPa	Gravidade g, m/s^2	Velocidade do som m/s	Densidade kg/m^3	Viscosidade μ, kg/m·s	Condutividade térmica, W/m·K
0	15,00	101,33	9,807	340,3	1,225	$1,789 \times 10^{-5}$	0,0253
200	13,70	98,95	9,806	339,5	1,202	$1,783 \times 10^{-5}$	0,0252
400	12,40	96,61	9,805	338,8	1,179	$1,777 \times 10^{-5}$	0,0252
600	11,10	94,32	9,805	338,0	1,156	$1,771 \times 10^{-5}$	0,0251
800	9,80	92,08	9,804	337,2	1,134	$1,764 \times 10^{-5}$	0,0250
1.000	8,50	89,88	9,804	336,4	1,112	$1,758 \times 10^{-5}$	0,0249
1.200	7,20	87,72	9,803	335,7	1,090	$1,752 \times 10^{-5}$	0,0248
1.400	5,90	85,60	9,802	334,9	1,069	$1,745 \times 10^{-5}$	0,0247
1.600	4,60	83,53	9,802	334,1	1,048	$1,739 \times 10^{-5}$	0,0245
1.800	3,30	81,49	9,801	333,3	1,027	$1,732 \times 10^{-5}$	0,0244
2.000	2,00	79,50	9,800	332,5	1,007	$1,726 \times 10^{-5}$	0,0243
2.200	0,70	77,55	9,800	331,7	0,987	$1,720 \times 10^{-5}$	0,0242
2.400	−0,59	75,63	9,799	331,0	0,967	$1,713 \times 10^{-5}$	0,0241
2.600	−1,89	73,76	9,799	330,2	0,947	$1,707 \times 10^{-5}$	0,0240
2.800	−3,19	71,92	9,798	329,4	0,928	$1,700 \times 10^{-5}$	0,0239
3.000	−4,49	70,12	9,797	328,6	0,909	$1,694 \times 10^{-5}$	0,0238
3.200	−5,79	68,36	9,797	327,8	0,891	$1,687 \times 10^{-5}$	0,0237
3.400	−7,09	66,63	9,796	327,0	0,872	$1,681 \times 10^{-5}$	0,0236
3.600	−8,39	64,94	9,796	326,2	0,854	$1,674 \times 10^{-5}$	0,0235
3.800	−9,69	63,28	9,795	325,4	0,837	$1,668 \times 10^{-5}$	0,0234
4.000	−10,98	61,66	9,794	324,6	0,819	$1,661 \times 10^{-5}$	0,0233
4.200	−12,3	60,07	9,794	323,8	0,802	$1,655 \times 10^{-5}$	0,0232
4.400	−13,6	58,52	9,793	323,0	0,785	$1,648 \times 10^{-5}$	0,0231
4.600	−14,9	57,00	9,793	322,2	0,769	$1,642 \times 10^{-5}$	0,0230
4.800	−16,2	55,51	9,792	321,4	0,752	$1,635 \times 10^{-5}$	0,0229
5.000	−17,5	54,05	9,791	320,5	0,736	$1,628 \times 10^{-5}$	0,0228
5.200	−18,8	52,62	9,791	319,7	0,721	$1,622 \times 10^{-5}$	0,0227
5.400	−20,1	51,23	9,790	318,9	0,705	$1,615 \times 10^{-5}$	0,0226
5.600	−21,4	49,86	9,789	318,1	0,690	$1,608 \times 10^{-5}$	0,0224
5.800	−22,7	48,52	9,785	317,3	0,675	$1,602 \times 10^{-5}$	0,0223
6.000	−24,0	47,22	9,788	316,5	0,660	$1,595 \times 10^{-5}$	0,0222
6.200	−25,3	45,94	9,788	315,6	0,646	$1,588 \times 10^{-5}$	0,0221
6.400	−26,6	44,69	9,787	314,8	0,631	$1,582 \times 10^{-5}$	0,0220
6.600	−27,9	43,47	9,786	314,0	0,617	$1,575 \times 10^{-5}$	0,0219
6.800	−29,2	42,27	9,785	313,1	0,604	$1,568 \times 10^{-5}$	0,0218
7.000	−30,5	41,11	9,785	312,3	0,590	$1,561 \times 10^{-5}$	0,0217
8.000	−36,9	35,65	9,782	308,1	0,526	$1,527 \times 10^{-5}$	0,0212
9.000	−43,4	30,80	9,779	303,8	0,467	$1,493 \times 10^{-5}$	0,0206
10.000	−49,9	26,50	9,776	299,5	0,414	$1,458 \times 10^{-5}$	0,0201
12.000	−56,5	19,40	9,770	295,1	0,312	$1,422 \times 10^{-5}$	0,0195
14.000	−56,5	14,17	9,764	295,1	0,228	$1,422 \times 10^{-5}$	0,0195
16.000	−56,5	10,53	9,758	295,1	0,166	$1,422 \times 10^{-5}$	0,0195
18.000	−56,5	7,57	9,751	295,1	0,122	$1,422 \times 10^{-5}$	0,0195

Fonte: U.S. Standard Atmosphere Supplements, U.S. Government Printing Office, 1966. Com base em condições de média anual a 45° de latitude e variações com relação à época do ano e padrões meteorológicos. As condições no nível do mar ($z = 0$) consideradas foram $P = 101{,}325$ kPa, $T = 15°C$, $\rho = 1{,}2250$ kg/m^3, $g = 9{,}80665$ m^2/s.

TABELA A–17

Propriedades de gás ideal do ar

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K
200	199,97	0,3363	142,56	1.707,0	1,29559	580	586,04	14,38	419,55	115,7	2,37348
210	209,97	0,3987	149,69	1.512,0	1,34444	590	596,52	15,31	427,15	110,6	2,39140
220	219,97	0,4690	156,82	1.346,0	1,39105	600	607,02	16,28	434,78	105,8	2,40902
230	230,02	0,5477	164,00	1.205,0	1,43557	610	617,53	17,30	442,42	101,2	2,42644
240	240,02	0,6355	171,13	1.084,0	1,47824	620	628,07	18,36	450,09	96,92	2,44356
250	250,05	0,7329	178,28	979,0	1,51917	630	638,63	19,84	457,78	92,84	2,46048
260	260,09	0,8405	185,45	887,8	1,55848	640	649,22	20,64	465,50	88,99	2,47716
270	270,11	0,9590	192,60	808,0	1,59634	650	659,84	21,86	473,25	85,34	2,49364
280	280,13	1,0889	199,75	738,0	1,63279	660	670,47	23,13	481,01	81,89	2,50985
285	285,14	1,1584	203,33	706,1	1,65055	670	681,14	24,46	488,81	78,61	2,52589
290	290,16	1,2311	206,91	676,1	1,66802	680	691,82	25,85	496,62	75,50	2,54175
295	295,17	1,3068	210,49	647,9	1,68515	690	702,52	27,29	504,45	72,56	2,55731
298	298,18	1,3543	212,64	631,9	1,69528	700	713,27	28,80	512,33	69,76	2,57277
300	300,19	1,3860	214,07	621,2	1,70203	710	724,04	30,38	520,23	67,07	2,58810
305	305,22	1,4686	217,67	596,0	1,71865	720	734,82	32,02	528,14	64,53	2,60319
310	310,24	1,5546	221,25	572,3	1,73498	730	745,62	33,72	536,07	62,13	2,61803
315	315,27	1,6442	224,85	549,8	1,75106	740	756,44	35,50	544,02	59,82	2,63280
320	320,29	1,7375	228,42	528,6	1,76690	750	767,29	37,35	551,99	57,63	2,64737
325	325,31	1,8345	232,02	508,4	1,78249	760	778,18	39,27	560,01	55,54	2,66176
330	330,34	1,9352	235,61	489,4	1,79783	780	800,03	43,35	576,12	51,64	2,69013
340	340,42	2,149	242,82	454,1	1,82790	800	821,95	47,75	592,30	48,08	2,71787
350	350,49	2,379	250,02	422,2	1,85708	820	843,98	52,59	608,59	44,84	2,74504
360	360,58	2,626	257,24	393,4	1,88543	840	866,08	57,60	624,95	41,85	2,77170
370	370,67	2,892	264,46	367,2	1,91313	860	888,27	63,09	641,40	39,12	2,79783
380	380,77	3,176	271,69	343,4	1,94001	880	910,56	68,98	657,95	36,61	2,82344
390	390,88	3,481	278,93	321,5	1,96633	900	932,93	75,29	674,58	34,31	2,84856
400	400,98	3,806	286,16	301,6	1,99194	920	955,38	82,05	691,28	32,18	2,87324
410	411,12	4,153	293,43	283,3	2,01699	940	977,92	89,28	708,08	30,22	2,89748
420	421,26	4,522	300,69	266,6	2,04142	960	1.000,55	97,00	725,02	28,40	2,92128
430	431,43	4,915	307,99	251,1	2,06533	980	1.023,25	105,2	741,98	26,73	2,94468
440	441,61	5,332	315,30	236,8	2,08870	1.000	1.046,04	114,0	758,94	25,17	2,96770
450	451,80	5,775	322,62	223,6	2,11161	1.020	1.068,89	123,4	776,10	23,72	2,99034
460	462,02	6,245	329,97	211,4	2,13407	1.040	1.091,85	133,3	793,36	23,29	3,01260
470	472,24	6,742	337,32	200,1	2,15604	1.060	1.114,86	143,9	810,62	21,14	3,03449
480	482,49	7,268	344,70	189,5	2,17760	1.080	1.137,89	155,2	827,88	19,98	3,05608
490	492,74	7,824	352,08	179,7	2,19876	1.100	1.161,07	167,1	845,33	18,896	3,07732
500	503,02	8,411	359,49	170,6	2,21952	1.120	1.184,28	179,7	862,79	17,886	3,09825
510	513,32	9,031	366,92	162,1	2,23993	1.140	1.207,57	193,1	880,35	16,946	3,11883
520	523,63	9,684	374,36	154,1	2,25997	1.160	1.230,92	207,2	897,91	16,064	3,13916
530	533,98	10,37	381,84	146,7	2,27967	1.180	1.254,34	222,2	915,57	15,241	3,15916
540	544,35	11,10	389,34	139,7	2,29906	1.200	1.277,79	238,0	933,33	14,470	3,17888
550	555,74	11,86	396,86	133,1	2,31809	1.220	1.301,31	254,7	951,09	13,747	3,19834
560	565,17	12,66	404,42	127,0	2,33685	1.240	1.324,93	272,3	968,95	13,069	3,21751
570	575,59	13,50	411,97	121,2	2,35531						

TABELA A–17

Propriedades de gás ideal do ar (*conclusão*)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K
1.260	1.348,55	290,8	986,90	12,435	3,23638	1.600	1.757,57	791,2	1.298,30	5,804	3,52364
1.280	1.372,24	310,4	1.004,76	11,835	3,25510	1.620	1.782,00	834,1	1.316,96	5,574	3,53879
1.300	1.395,97	330,9	1.022,82	11,275	3,27345	1.640	1.806,46	878,9	1.335,72	5,355	3,55381
1.320	1.419,76	352,5	1.040,88	10,747	3,29160	1.660	1.830,96	925,6	1.354,48	5,147	3,56867
1.340	1.443,60	375,3	1.058,94	10,247	3,30959	1.680	1.855,50	974,2	1.373,24	4,949	3,58335
1.360	1.467,49	399,1	1.077,10	9,780	3,32724	1.700	1.880,1	1.025	1.392,7	4,761	3,5979
1.380	1.491,44	424,2	1.095,26	9,337	3,34474	1.750	1.941,6	1.161	1.439,8	4,328	3,6336
1.400	1.515,42	450,5	1.113,52	8,919	3,36200	1.800	2.003,3	1.310	1.487,2	3,994	3,6684
1.420	1.539,44	478,0	1.131,77	8,526	3,37901	1.850	2.065,3	1.475	1.534,9	3,601	3,7023
1.440	1.563,51	506,9	1.150,13	8,153	3,39586	1.900	2.127,4	1.655	1.582,6	3,295	3,7354
1.460	1.587,63	537,1	1.168,49	7,801	3,41247	1.950	2.189,7	1.852	1.630,6	3,022	3,7677
1.480	1.611,79	568,8	1.186,95	7,468	3,42892	2.000	2.252,1	2.068	1.678,7	2,776	3,7994
1.500	1.635,97	601,9	1.205,41	7,152	3,44516	2.050	2.314,6	2.303	1.726,8	2,555	3,8303
1.520	1.660,23	636,5	1.223,87	6,854	3,46120	2.100	2.377,7	2.559	1.775,3	2,356	3,8605
1.540	1.684,51	672,8	1.242,43	6,569	3,47712	2.150	2.440,3	2.837	1.823,8	2,175	3,8901
1.560	1.708,82	710,5	1.260,99	6,301	3,49276	2.200	2.503,2	3.138	1.872,4	2,012	3,9191
1.580	1.733,17	750,0	1.279,65	6,046	3,50829	2.250	2.566,4	3.464	1.921,3	1,864	3,9474

Nota: As propriedades P_r (pressão relativa) e v_r (volume específico relativo) são grandezas adimensionais usadas na análise dos processos isentrópicos, e não devem ser confundidas com as propriedades pressão e volume específico.

Fonte: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), pp. 785-86, Tabela A–5. Publicado originalmente em J. H. Keenan e J. Kaye, *Gas Tables* (Nova York: John Wiley & Sons, 1948).

TABELA A–18

Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	600	17.563	12.574	212,066
220	6.391	4.562	182,639	610	17.864	12.792	212,564
230	6.683	4.770	183,938	620	18.166	13.011	213,055
240	6.975	4.979	185,180	630	18.468	13.230	213,541
250	7.266	5.188	186,370	640	18.772	13.450	214,018
260	7.558	5.396	187,514	650	19.075	13.671	214,489
270	7.849	5.604	188,614	660	19.380	13.892	214,954
280	8.141	5.813	189,673	670	19.685	14.114	215,413
290	8.432	6.021	190,695	680	19.991	14.337	215,866
298	8.669	6.190	191,502	690	20.297	14.560	216,314
300	8.723	6.229	191,682	700	20.604	14.784	216,756
310	9.014	6.437	192,638	710	20.912	15.008	217,192
320	9.306	6.645	193,562	720	21.220	15.234	217,624
330	9.597	6.853	194,459	730	21.529	15.460	218,059
340	9.888	7.061	195,328	740	21.839	15.686	218,472
350	10.180	7.270	196,173	750	22.149	15.913	218,889
360	10.471	7.478	196,995	760	22.460	16.141	219,301
370	10.763	7.687	197,794	770	22.772	16.370	219,709
380	11.055	7.895	198,572	780	23.085	16.599	220,113
390	11.347	8.104	199,331	790	23.398	16.830	220,512
400	11.640	8.314	200,071	800	23.714	17.061	220,907
410	11.932	8.523	200,794	810	24.027	17.292	221,298
420	12.225	8.733	201,499	820	24.342	17.524	221,684
430	12.518	8.943	202,189	830	24.658	17.757	222,067
440	12.811	9.153	202,863	840	24.974	17.990	222,447
450	13.105	9.363	203,523	850	25.292	18.224	222,822
460	13.399	9.574	204,170	860	25.610	18.459	223,194
470	13.693	9.786	204,803	870	25.928	18.695	223,562
480	13.988	9.997	205,424	880	26.248	18.931	223,927
490	14.285	10.210	206,033	890	26.568	19.168	224,288
500	14.581	10.423	206,630	900	26.890	19.407	224,647
510	14.876	10.635	207,216	910	27.210	19.644	225,002
520	15.172	10.848	207,792	920	27.532	19.883	225,353
530	15.469	11.062	208,358	930	27.854	20.122	225,701
540	15.766	11.277	208,914	940	28.178	20.362	226,047
550	16.064	11.492	209,461	950	28.501	20.603	226,389
560	16.363	11.707	209,999	960	28.826	20.844	226,728
570	16.662	11.923	210,528	970	29.151	21.086	227,064
580	16.962	12.139	211,049	980	29.476	21.328	227,398
590	17.262	12.356	211,562	990	29.803	21.571	227,728

TABELA A–18

Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 (*conclusão*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
1.000	30.129	21.815	228,057	1.760	56.227	41.594	247,396
1.020	30.784	22.304	228,706	1.780	56.938	42.139	247,798
1.040	31.442	22.795	229,344	1.800	57.651	42.685	248,195
1.060	32.101	23.288	229,973	1.820	58.363	43.231	248,589
1.080	32.762	23.782	230,591	1.840	59.075	43.777	248,979
1.100	33.426	24.280	231,199	1.860	59.790	44.324	249,365
1.120	34.092	24.780	231,799	1.880	60.504	44.873	249,748
1.140	34.760	25.282	232,391	1.900	61.220	45.423	250,128
1.160	35.430	25.786	232,973	1.920	61.936	45.973	250,502
1.180	36.104	26.291	233,549	1.940	62.654	46.524	250,874
1.200	36.777	26.799	234,115	1.960	63.381	47.075	251,242
1.220	37.452	27.308	234,673	1.980	64.090	47.627	251,607
1.240	38.129	27.819	235,223	2.000	64.810	48.181	251,969
1.260	38.807	28.331	235,766	2.050	66.612	49.567	252,858
1.280	39.488	28.845	236,302	2.100	68.417	50.957	253,726
1.300	40.170	29.361	236,831	2.150	70.226	52.351	254,578
1.320	40.853	29.378	237,353	2.200	72.040	53.749	255,412
1.340	41.539	30.398	237,867	2.250	73.856	55.149	256,227
1.360	42.227	30.919	238,376	2.300	75.676	56.553	257,027
1.380	42.915	31.441	238,878	2.350	77.496	57.958	257,810
1.400	43.605	31.964	239,375	2.400	79.320	59.366	258,580
1.420	44.295	32.489	239,865	2.450	81.149	60.779	259,332
1.440	44.988	33.014	240,350	2.500	82.981	62.195	260,073
1.460	45.682	33.543	240,827	2.550	84.814	63.613	260,799
1.480	46.377	34.071	241,301	2.600	86.650	65.033	261,512
1.500	47.073	34.601	241,768	2.650	88.488	66.455	262,213
1.520	47.771	35.133	242,228	2.700	90.328	67.880	262,902
1.540	48.470	35.665	242,685	2.750	92.171	69.306	263,577
1.560	49.168	36.197	243,137	2.800	94.014	70.734	264,241
1.580	49.869	36.732	243,585	2.850	95.859	72.163	264,895
1.600	50.571	37.268	244,028	2.900	97.705	73.593	265,538
1.620	51.275	37.806	244,464	2.950	99.556	75.028	266,170
1.640	51.980	38.344	244,896	3.000	101.407	76.464	266,793
1.660	52.686	38.884	245,324	3.050	103.260	77.902	267,404
1.680	53.393	39.424	245,747	3.100	105.115	79.341	268,007
1.700	54.099	39.965	246,166	3.150	106.972	80.782	268,601
1.720	54.807	40.507	246,580	3.200	108.830	82.224	269,186
1.740	55.516	41.049	246,990	3.250	110.690	83.668	269,763

Fonte: As Tabs. A–18 a A–25 foram adaptadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), pp. 787-98. Publicado originalmente em JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

TABELA A–19

Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	600	17.929	12.940	226,346
220	6.404	4.575	196,171	610	18.250	13.178	226,877
230	6.694	4.782	197,461	620	18.572	13.417	227,400
240	6.984	4.989	198,696	630	18.895	13.657	227,918
250	7.275	5.197	199,885	640	19.219	13.898	228,429
260	7.566	5.405	201,027	650	19.544	14.140	228,932
270	7.858	5.613	202,128	660	19.870	14.383	229,430
280	8.150	5.822	203,191	670	20.197	14.626	229,920
290	8.443	6.032	204,218	680	20.524	14.871	230,405
298	8.682	6.203	205,033	690	20.854	15.116	230,885
300	8.736	6.242	205,213	700	21.184	15.364	231,358
310	9.030	6.453	206,177	710	21.514	15.611	231,827
320	9.325	6.664	207,112	720	21.845	15.859	232,291
330	9.620	6.877	208,020	730	22.177	16.107	232,748
340	9.916	7.090	208,904	740	22.510	16.357	233,201
350	10.213	7.303	209,765	750	22.844	16.607	233,649
360	10.511	7.518	210,604	760	23.178	16.859	234,091
370	10.809	7.733	211,423	770	23.513	17.111	234,528
380	11.109	7.949	212,222	780	23.850	17.364	234,960
390	11.409	8.166	213,002	790	24.186	17.618	235,387
400	11.711	8.384	213,765	800	24.523	17.872	235,810
410	12.012	8.603	214,510	810	24.861	18.126	236,230
420	12.314	8.822	215,241	820	25.199	18.382	236,644
430	12.618	9.043	215,955	830	25.537	18.637	237,055
440	12.923	9.264	216,656	840	25.877	18.893	237,462
450	13.228	9.487	217,342	850	26.218	19.150	237,864
460	13.525	9.710	218,016	860	26.559	19.408	238,264
470	13.842	9.935	218,676	870	26.899	19.666	238,660
480	14.151	10.160	219,326	880	27.242	19.925	239,051
490	14.460	10.386	219,963	890	27.584	20.185	239,439
500	14.770	10.614	220,589	900	27.928	20.445	239,823
510	15.082	10.842	221,206	910	28.272	20.706	240,203
520	15.395	11.071	221,812	920	28.616	20.967	240,580
530	15.708	11.301	222,409	930	28.960	21.228	240,953
540	16.022	11.533	222,997	940	29.306	21.491	241,323
550	16.338	11.765	223,576	950	29.652	21.754	241,689
560	16.654	11.998	224,146	960	29.999	22.017	242,052
570	16.971	12.232	224,708	970	30.345	22.280	242,411
580	17.290	12.467	225,262	980	30.692	22.544	242,768
590	17.609	12.703	225,808	990	31.041	22.809	242,120

TABELA A-19

Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 (*conclusão*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
1.000	31.389	23.075	243,471	1.760	58.880	44.247	263,861
1.020	32.088	23.607	244,164	1.780	59.624	44.825	264,283
1.040	32.789	24.142	244,844	1.800	60.371	45.405	264,701
1.060	33.490	24.677	245,513	1.820	61.118	45.986	265,113
1.080	34.194	25.214	246,171	1.840	61.866	46.568	265,521
1.100	34.899	25.753	246,818	1.860	62.616	47.151	265,925
1.120	35.606	26.294	247,454	1.880	63.365	47.734	266,326
1.140	36.314	26.836	248,081	1.900	64.116	48.319	266,722
1.160	37.023	27.379	248,698	1.920	64.868	48.904	267,115
1.180	37.734	27.923	249,307	1.940	65.620	49.490	267,505
1.200	38.447	28.469	249,906	1.960	66.374	50.078	267,891
1.220	39.162	29.018	250,497	1.980	67.127	50.665	268,275
1.240	39.877	29.568	251,079	2.000	67.881	51.253	268,655
1.260	40.594	30.118	251,653	2.050	69.772	52.727	269,588
1.280	41.312	30.670	252,219	2.100	71.668	54.208	270,504
1.300	42.033	31.224	252,776	2.150	73.573	55.697	271,399
1.320	42.753	31.778	253,325	2.200	75.484	57.192	272,278
1.340	43.475	32.334	253,868	2.250	77.397	58.690	273,136
1.360	44.198	32.891	254,404	2.300	79.316	60.193	273,891
1.380	44.923	33.449	254,932	2.350	81.243	61.704	274,809
1.400	45.648	34.008	255,454	2.400	83.174	63.219	275,625
1.420	46.374	34.567	255,968	2.450	85.112	64.742	276,424
1.440	47.102	35.129	256,475	2.500	87.057	66.271	277,207
1.460	47.831	35.692	256,978	2.550	89.004	67.802	277,979
1.480	48.561	36.256	257,474	2.600	90.956	69.339	278,738
1.500	49.292	36.821	257,965	2.650	92.916	70.883	279,485
1.520	50.024	37.387	258,450	2.700	94.881	72.433	280,219
1.540	50.756	37.952	258,928	2.750	96.852	73.987	280,942
1.560	51.490	38.520	259,402	2.800	98.826	75.546	281,654
1.580	52.224	39.088	259,870	2.850	100.808	77.112	282,357
1.600	52.961	39.658	260,333	2.900	102.793	78.682	283,048
1.620	53.696	40.227	260,791	2.950	104.785	80.258	283,728
1.640	54.434	40.799	261,242	3.000	106.780	81.837	284,399
1.660	55.172	41.370	261,690	3.050	108.778	83.419	285,060
1.680	55.912	41.944	262,132	3.100	110.784	85.009	285,713
1.700	56.652	42.517	262,571	3.150	112.795	86.601	286,355
1.720	57.394	43.093	263,005	3.200	114.809	88.203	286,989
1.740	58.136	43.669	263,435	3.250	116.827	89.804	287,614

TABELA A–20

Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	600	22.280	17.291	243,199
220	6.601	4.772	202,966	610	22.754	17.683	243,983
230	6.938	5.026	204,464	620	23.231	18.076	244,758
240	7.280	5.285	205,920	630	23.709	18.471	245,524
250	7.627	5.548	207,337	640	24.190	18.869	246,282
260	7.979	5.817	208,717	650	24.674	19.270	247,032
270	8.335	6.091	210,062	660	25.160	19.672	247,773
280	8.697	6.369	211,376	670	25.648	20.078	248,507
290	9.063	6.651	212,660	680	26.138	20.484	249,233
298	9.364	6.885	213,685	690	26.631	20.894	249,952
300	9.431	6.939	213,915	700	27.125	21.305	250,663
310	9.807	7.230	215,146	710	27.622	21.719	251,368
320	10.186	7.526	216,351	720	28.121	22.134	252,065
330	10.570	7.826	217,534	730	28.622	22.522	252,755
340	10.959	8.131	218,694	740	29.124	22.972	253,439
350	11.351	8.439	219,831	750	29.629	23.393	254,117
360	11.748	8.752	220,948	760	30.135	23.817	254,787
370	12.148	9.068	222,044	770	30.644	24.242	255,452
380	12.552	9.392	223,122	780	31.154	24.669	256,110
390	12.960	9.718	224,182	790	31.665	25.097	256,762
400	13.372	10.046	225,225	800	32.179	25.527	257,408
410	13.787	10.378	226,250	810	32.694	25.959	258,048
420	14.206	10.714	227,258	820	33.212	26.394	258,682
430	14.628	11.053	228,252	830	33.730	26.829	259,311
440	15.054	11.393	229,230	840	34.251	27.267	259,934
450	15.483	11.742	230,194	850	34.773	27.706	260,551
460	15.916	12.091	231,144	860	35.296	28.125	261,164
470	16.351	12.444	232,080	870	35.821	28.588	261,770
480	16.791	12.800	233,004	880	36.347	29.031	262,371
490	17.232	13.158	233,916	890	36.876	29.476	262,968
500	17.678	13.521	234,814	900	37.405	29.922	263,559
510	18.126	13.885	235,700	910	37.935	30.369	264,146
520	18.576	14.253	236,575	920	38.467	30.818	264,728
530	19.029	14.622	237,439	930	39.000	31.268	265,304
540	19.485	14.996	238,292	940	39.535	31.719	265,877
550	19.945	15.372	239,135	950	40.070	32.171	266,444
560	20.407	15.751	239,962	960	40.607	32.625	267,007
570	20.870	16.131	240,789	970	41.145	33.081	267,566
580	21.337	16.515	241,602	980	41.685	33.537	268,119
590	21.807	16.902	242,405	990	42.226	33.995	268,670

TABELA A–20

Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 (*conclusão*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
1.000	42.769	34.455	269,215	1.760	86.420	71.787	301,543
1.020	43.859	35.378	270,293	1.780	87.612	72.812	302,217
1.040	44.953	36.306	271,354	1.800	88.806	73.840	302,884
1.060	46.051	37.238	272,400	1.820	90.000	74.868	303,544
1.080	47.153	38.174	273,430	1.840	91.196	75.897	304,198
1.100	48.258	39.112	274,445	1.860	92.394	76.929	304,845
1.120	49.369	40.057	275,444	1.880	93.593	77.962	305,487
1.140	50.484	41.006	276,430	1.900	94.793	78.996	306,122
1.160	51.602	41.957	277,403	1.920	95.995	80.031	306,751
1.180	52.724	42.913	278,361	1.940	97.197	81.067	307,374
1.200	53.848	43.871	297,307	1.960	98.401	82.105	307,992
1.220	54.977	44.834	280,238	1.980	99.606	83.144	308,604
1.240	56.108	45.799	281,158	2.000	100.804	84.185	309,210
1.260	57.244	46.768	282,066	2.050	103.835	86.791	310,701
1.280	58.381	47.739	282,962	2.100	106.864	89.404	312,160
1.300	59.522	48.713	283,847	2.150	109.898	92.023	313,589
1.320	60.666	49.691	284,722	2.200	112.939	94.648	314,988
1.340	61.813	50.672	285,586	2.250	115.984	97.277	316,356
1.360	62.963	51.656	286,439	2.300	119.035	99.912	317,695
1.380	64.116	52.643	287,283	2.350	122.091	102.552	319,011
1.400	65.271	53.631	288,106	2.400	125.152	105.197	320,302
1.420	66.427	54.621	288,934	2.450	128.219	107.849	321,566
1.440	67.586	55.614	289,743	2.500	131.290	110.504	322,808
1.460	68.748	56.609	290,542	2.550	134.368	113.166	324,026
1.480	66.911	57.606	291,333	2.600	137.449	115.832	325,222
1.500	71.078	58.606	292,114	2.650	140.533	118.500	326,396
1.520	72.246	59.609	292,888	2.700	143.620	121.172	327,549
1.540	73.417	60.613	292,654	2.750	146.713	123.849	328,684
1.560	74.590	61.620	294,411	2.800	149.808	126.528	329,800
1.580	76.767	62.630	295,161	2.850	152.908	129.212	330,896
1.600	76.944	63.741	295,901	2.900	156.009	131.898	331,975
1.620	78.123	64.653	296,632	2.950	159.117	134.589	333,037
1.640	79.303	65.668	297,356	3.000	162.226	137.283	334,084
1.660	80.486	66.592	298,072	3.050	165.341	139.982	335,114
1.680	81.670	67.702	298,781	3.100	168.456	142.681	336,126
1.700	82.856	68.721	299,482	3.150	171.576	145.385	337,124
1.720	84.043	69.742	300,177	3.200	174.695	148.089	338,109
1.740	85.231	70.764	300,863	3.250	177.822	150.801	339,069

TABELA A–21

Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	600	17.611	12.622	218,204
220	6.391	4.562	188,683	610	17.915	12.843	218,708
230	6.683	4.771	189,980	620	18.221	13.066	219,205
240	6.975	4.979	191,221	630	18.527	13.289	219,695
250	7.266	5.188	192,411	640	18.833	13.512	220,179
260	7.558	5.396	193,554	650	19.141	13.736	220,656
270	7.849	5.604	194,654	660	19.449	13.962	221,127
280	8.140	5.812	195,713	670	19.758	14.187	221,592
290	8.432	6.020	196,735	680	20.068	14.414	222,052
298	8.669	6.190	197,543	690	20.378	14.641	222,505
300	8.723	6.229	197,723	700	20.690	14.870	222,953
310	9.014	6.437	198,678	710	21.002	15.099	223,396
320	9.306	6.645	199,603	720	21.315	15.328	223,833
330	9.597	6.854	200,500	730	21.628	15.558	224,265
340	9.889	7.062	201,371	740	21.943	15.789	224,692
350	10.181	7.271	202,217	750	22.258	16.022	225,115
360	10.473	7.480	203,040	760	22.573	16.255	225,533
370	10.765	7.689	203,842	770	22.890	16.488	225,947
380	11.058	7.899	204,622	780	23.208	16.723	226,357
390	11.351	8.108	205,383	790	23.526	16.957	226,762
400	11.644	8.319	206,125	800	23.844	17.193	227,162
410	11.938	8.529	206,850	810	24.164	17.429	227,559
420	12.232	8.740	207,549	820	24.483	17.665	227,952
430	12.526	8.951	208,252	830	24.803	17.902	228,339
440	12.821	9.163	208,929	840	25.124	18.140	228,724
450	13.116	9.375	209,593	850	25.446	18.379	229,106
460	13.412	9.587	210,243	860	25.768	18.617	229,482
470	13.708	9.800	210,880	870	26.091	18.858	229,856
480	14.005	10.014	211,504	880	26.415	19.099	230,227
490	14.302	10.228	212,117	890	26.740	19.341	230,593
500	14.600	10.443	212,719	900	27.066	19.583	230,957
510	14.898	10.658	213,310	910	27.392	19.826	231,317
520	15.197	10.874	213,890	920	27.719	20.070	231,674
530	15.497	11.090	214,460	930	28.046	20.314	232,028
540	15.797	11.307	215,020	940	28.375	20.559	232,379
550	16.097	11.524	215,572	950	28.703	20.805	232,727
560	16.399	11.743	216,115	960	29.033	21.051	233,072
570	16.701	11.961	216,649	970	29.362	21.298	233,413
580	17.003	12.181	217,175	980	29.693	21.545	233,752
590	17.307	12.401	217,693	990	30.024	21.793	234,088

TABELA A–21

Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO (*conclusão*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
1.000	30.355	22.041	234,421	1.760	56.756	42.123	253,991
1.020	31.020	22.540	235,079	1.780	57.473	42.673	254,398
1.040	31.688	23.041	235,728	1.800	58.191	43.225	254,797
1.060	32.357	23.544	236,364	1.820	58.910	43.778	255,194
1.080	33.029	24.049	236,992	1.840	59.629	44.331	255,587
1.100	33.702	24.557	237,609	1.860	60.351	44.886	255,976
1.120	34.377	25.065	238,217	1.880	61.072	45.441	256,361
1.140	35.054	25.575	238,817	1.900	61.794	45.997	256,743
1.160	35.733	26.088	239,407	1.920	62.516	46.552	257,122
1.180	36.406	26.602	239,989	1.940	63.238	47.108	257,497
1.200	37.095	27.118	240,663	1.960	63.961	47.665	257,868
1.220	37.780	27.637	241,128	1.980	64.684	48.221	258,236
1.240	38.466	28.426	241,686	2.000	65.408	48.780	258,600
1.260	39.154	28.678	242,236	2.050	67.224	50.179	259,494
1.280	39.844	29.201	242,780	2.100	69.044	51.584	260,370
1.300	40.534	29.725	243,316	2.150	70.864	52.988	261,226
1.320	41.226	30.251	243,844	2.200	72.688	54.396	262,065
1.340	41.919	30.778	244,366	2.250	74.516	55.809	262,887
1.360	42.613	31.306	244,880	2.300	76.345	57.222	263,692
1.380	43.309	31.836	245,388	2.350	78.178	58.640	264,480
1.400	44.007	32.367	245,889	2.400	80.015	60.060	265,253
1.420	44.707	32.900	246,385	2.450	81.852	61.482	266,012
1.440	45.408	33.434	246,876	2.500	83.692	62.906	266,755
1.460	46.110	33.971	247,360	2.550	85.537	64.335	267,485
1.480	46.813	34.508	247,839	2.600	87.383	65.766	268,202
1.500	47.517	35.046	248,312	2.650	89.230	67.197	268,905
1.520	48.222	35.584	248,778	2.700	91.077	68.628	269,596
1.540	48.928	36.124	249,240	2.750	92.930	70.066	270,285
1.560	49.635	36.665	249,695	2.800	94.784	71.504	270,943
1.580	50.344	37.207	250,147	2.850	96.639	72.945	271,602
1.600	51.053	37.750	250,592	2.900	98.495	74.383	272,249
1.620	51.763	38.293	251,033	2.950	100.352	75.825	272,884
1.640	52.472	38.837	251,470	3.000	102.210	77.267	273,508
1.660	53.184	39.382	251,901	3.050	104.073	78.715	274,123
1.680	53.895	39.927	252,329	3.100	105.939	80.164	274,730
1.700	54.609	40.474	252,751	3.150	107.802	81.612	275,326
1.720	55.323	41.023	253,169	3.200	109.667	83.061	275,914
1.740	56.039	41.572	253,582	3.250	111.534	84.513	276,494

TABELA A–22

Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	1.440	42.808	30.835	177,410
260	7.370	5.209	126,636	1.480	44.091	31.786	178,291
270	7.657	5.412	127,719	1.520	45.384	32.746	179,153
280	7.945	5.617	128,765	1.560	46.683	33.713	179,995
290	8.233	5.822	129,775	1.600	47.990	34.687	180,820
298	8.468	5.989	130,574	1.640	49.303	35.668	181,632
300	8.522	6.027	130,754	1.680	50.622	36.654	182,428
320	9.100	6.440	132,621	1.720	51.947	37.646	183,208
340	9.680	6.853	134,378	1.760	53.279	38.645	183,973
360	10.262	7.268	136,039	1.800	54.618	39.652	184,724
380	10.843	7.684	137,612	1.840	55.962	40.663	185,463
400	11.426	8.100	139,106	1.880	57.311	41.680	186,190
420	12.010	8.518	140,529	1.920	58.668	42.705	186,904
440	12.594	8.936	141,888	1.960	60.031	43.735	187,607
460	13.179	9.355	143,187	2.000	61.400	44.771	188,297
480	13.764	9.773	144,432	2.050	63.119	46.074	189,148
500	14.350	10.193	145,628	2.100	64.847	47.386	189,979
520	14.935	10.611	146,775	2.150	66.584	48.708	190,796
560	16.107	11.451	148,945	2.200	68.328	50.037	191,598
600	17.280	12.291	150,968	2.250	70.080	51.373	192,385
640	18.453	13.133	152,863	2.300	71.839	52.716	193,159
680	19.630	13.976	154,645	2.350	73.608	54.069	193,921
720	20.807	14.821	156,328	2.400	75.383	55.429	194,669
760	21.988	15.669	157,923	2.450	77.168	56.798	195,403
800	23.171	16.520	159,440	2.500	78.960	58.175	196,125
840	24.359	17.375	160,891	2.550	80.755	59.554	196,837
880	25.551	18.235	162,277	2.600	82.558	60.941	197,539
920	26.747	19.098	163,607	2.650	84.368	62.335	198,229
960	27.948	19.966	164,884	2.700	86.186	63.737	198,907
1.000	29.154	20.839	166,114	2.750	88.008	65.144	199,575
1.040	30.364	21.717	167,300	2.800	89.838	66.558	200,234
1.080	31.580	22.601	168,449	2.850	91.671	67.976	200,885
1.120	32.802	23.490	169,560	2.900	93.512	69.401	201,527
1.160	34.028	24.384	170,636	2.950	95.358	70.831	202,157
1.200	35.262	25.284	171,682	3.000	97.211	72.268	202,778
1.240	36.502	26.192	172,698	3.050	99.065	73.707	203,391
1.280	37.749	27.106	173,687	3.100	100.926	75.152	203,995
1.320	39.002	28.027	174,652	3.150	102.793	76.604	204,592
1.360	40.263	28.955	175,593	3.200	104.667	78.061	205,181
1.400	41.530	29.889	176,510	3.250	106.545	79.523	205,765

TABELA A–23

Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	600	20.402	15.413	212,920
220	7.295	5.466	178,576	610	20.765	15.693	213,529
230	7.628	5.715	180,054	620	21.130	15.975	214,122
240	7.961	5.965	181,471	630	21.495	16.257	214,707
250	8.294	6.215	182,831	640	21.862	16.541	215,285
260	8.627	6.466	184,139	650	22.230	16.826	215,856
270	8.961	6.716	185,399	660	22.600	17.112	216,419
280	9.296	6.968	186,616	670	22.970	17.399	216,976
290	9.631	7.219	187,791	680	23.342	17.688	217,527
298	9.904	7.425	188,720	690	23.714	17.978	218,071
300	9.966	7.472	188,928	700	24.088	18.268	218,610
310	10.302	7.725	190,030	710	24.464	18.561	219,142
320	10.639	7.978	191,098	720	24.840	18.854	219,668
330	10.976	8.232	192,136	730	25.218	19.148	220,189
340	11.314	8.487	193,144	740	25.597	19.444	220,707
350	11.652	8.742	194,125	750	25.977	19.741	221,215
360	11.992	8.998	195,081	760	26.358	20.039	221,720
370	12.331	9.255	196,012	770	26.741	20.339	222,221
380	12.672	9.513	196,920	780	27.125	20.639	222,717
390	13.014	9.771	197,807	790	27.510	20.941	223,207
400	13.356	10.030	198,673	800	27.896	21.245	223,693
410	13.699	10.290	199,521	810	28.284	21.549	224,174
420	14.043	10.551	200,350	820	28.672	21.855	224,651
430	14.388	10.813	201,160	830	29.062	22.162	225,123
440	14.734	11.075	201,955	840	29.454	22.470	225,592
450	15.080	11.339	202,734	850	29.846	22.779	226,057
460	15.428	11.603	203,497	860	30.240	23.090	226,517
470	15.777	11.869	204,247	870	30.635	23.402	226,973
480	16.126	12.135	204,982	880	31.032	23.715	227,426
490	16.477	12.403	205,705	890	31.429	24.029	227,875
500	16.828	12.671	206,413	900	31.828	24.345	228,321
510	17.181	12.940	207,112	910	32.228	24.662	228,763
520	17.534	13.211	207,799	920	32.629	24.980	229,202
530	17.889	13.482	208,475	930	33.032	25.300	229,637
540	18.245	13.755	209,139	940	33.436	25.621	230,070
550	18.601	14.028	209,795	950	33.841	25.943	230,499
560	18.959	14.303	210,440	960	34.247	26.265	230,924
570	19.318	14.579	211,075	970	34.653	26.588	231,347
580	19.678	14.856	211,702	980	35.061	26.913	231,767
590	20.039	15.134	212,320	990	35.472	27.240	232,184

TABELA A–23

Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O (*continuação*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol·K
1.000	35.882	27.568	232,597	1.760	70.535	55.902	258,151
1.020	36.709	28.228	233,415	1.780	71.523	56.723	258,708
1.040	37.542	28.895	234,223	1.800	72.513	57.547	259,262
1.060	38.380	29.567	235,020	1.820	73.507	58.375	259,811
1.080	39.223	30.243	235,806	1.840	74.506	59.207	260,357
1.100	40.071	30.925	236,584	1.860	75.506	60.042	260,898
1.120	40.923	31.611	237,352	1.880	76.511	60.880	261,436
1.140	41.780	32.301	238,110	1.900	77.517	61.720	261,969
1.160	42.642	32.997	238,859	1.920	78.527	62.564	262,497
1.180	43.509	33.698	239,600	1.940	79.540	63.411	263,022
1.200	44.380	34.403	240,333	1.960	80.555	64.259	263,542
1.220	45.256	35.112	241,057	1.980	81.573	65.111	264,059
1.240	46.137	35.827	241,773	2.000	82.593	65.965	264,571
1.260	47.022	36.546	242,482	2.050	85.156	68.111	265,838
1.280	47.912	37.270	243,183	2.100	87.735	70.275	267,081
1.300	48.807	38.000	243,877	2.150	90.330	72.454	268,301
1.320	49.707	38.732	244,564	2.200	92.940	74.649	269,500
1.340	50.612	39.470	245,243	2.250	95.562	76.855	270,679
1.360	51.521	40.213	245,915	2.300	98.199	79.076	271,839
1.380	52.434	40.960	246,582	2.350	100.846	81.308	272,978
1.400	53.351	41.711	247,241	2.400	103.508	83.553	274,098
1.420	54.273	42.466	247,895	2.450	106.183	85.811	275,201
1.440	55.198	43.226	248,543	2.500	108.868	88.082	276,286
1.460	56.128	43.989	249,185	2.550	111.565	90.364	277,354
1.480	57.062	44.756	249,820	2.600	114.273	92.656	278,407
1.500	57.999	45.528	250,450	2.650	116.991	94.958	279,441
1.520	58.942	46.304	251,074	2.700	119.717	97.269	280,462
1.540	59.888	47.084	251,693	2.750	122.453	99.588	281,464
1.560	60.838	47.868	252,305	2.800	125.198	101.917	282,453
1.580	61.792	48.655	252,912	2.850	127.952	104.256	283,429
1.600	62.748	49.445	253,513	2.900	130.717	106.605	284,390
1.620	63.709	50.240	254,111	2.950	133.486	108.959	285,338
1.640	64.675	51.039	254,703	3.000	136.264	111.321	286,273
1.660	65.643	51.841	255,290	3.050	139.051	113.692	287,194
1.680	66.614	52.646	255,873	3.100	141.846	116.072	288,102
1.700	67.589	53.455	256,450	3.150	144.648	118.458	288,999
1.720	68.567	54.267	257,022	3.200	147.457	120.851	289,884
1.740	69.550	55.083	257,589	3.250	150.272	123.250	290,756

TABELA A-24

Propriedades de gás ideal do oxigênio monatômico, O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	2.400	50.894	30.940	204,932
298	6.852	4.373	160,944	2.450	51.936	31.566	205,362
300	6.892	4.398	161,079	2.500	52.979	32.193	205,783
500	11.197	7.040	172,088	2.550	54.021	32.820	206,196
1.000	21.713	13.398	186,678	2.600	55.064	33.447	206,601
1.500	32.150	19.679	195,143	2.650	56.108	34.075	206,999
1.600	34.234	20.931	196,488	2.700	57.152	34.703	207,389
1.700	36.317	22.183	197,751	2.750	58.196	35.332	207,772
1.800	38.400	23.434	198,941	2.800	59.241	35.961	208,148
1.900	40.482	24.685	200,067	2.850	60.286	36.590	208,518
2.000	42.564	25.935	201,135	2.900	61.332	37.220	208,882
2.050	43.605	26.560	201,649	2.950	62.378	37.851	209,240
2.100	44.646	27.186	202,151	3.000	63.425	38.482	209,592
2.150	45.687	27.811	202,641	3.100	65.520	39.746	210,279
2.200	46.728	28.436	203,119	3.200	67.619	41.013	210,945
2.250	47.769	29.062	203,588	3.300	69.720	42.283	211,592
2.300	48.811	29.688	204,045	3.400	71.824	43.556	212,220
2.350	49.852	30.314	204,493	3.500	73.932	44.832	212,831

TABELA A–25

Propriedades de gás ideal da hidroxila, OH

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	2.400	77.015	57.061	248,628
298	9.188	6.709	183,594	2.450	78.801	58.431	249,364
300	9.244	6.749	183,779	2.500	80.592	59.806	250,088
500	15.181	11.024	198,955	2.550	82.388	61.186	250,799
1.000	30.123	21.809	219,624	2.600	84.189	62.572	251,499
1.500	46.046	33.575	232,506	2.650	85.995	63.962	252,187
1.600	49.358	36.055	234,642	2.700	87.806	65.358	252,864
1.700	52.706	38.571	236,672	2.750	89.622	66.757	253,530
1.800	56.089	41.123	238,606	2.800	91.442	68.162	254,186
1.900	59.505	43.708	240,453	2.850	93.266	69.570	254,832
2.000	62.952	46.323	242,221	2.900	95.095	70.983	255,468
2.050	64.687	47.642	243,077	2.950	96.927	72.400	256,094
2.100	66.428	48.968	243,917	3.000	98.763	73.820	256,712
2.150	68.177	50.301	244,740	3.100	102.447	76.673	257,919
2.200	69.932	51.641	245,547	3.200	106.145	79.539	259,093
2.250	71.694	52.987	246,338	3.300	109.855	82.418	260,235
2.300	73.462	54.339	247,116	3.400	113.578	85.309	261,347
2.350	75.236	55.697	247,879	3.500	117.312	88.212	262,429

TABELA A–26

Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 25 °C e 1 atm

Substância	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
Carbono	$C(s)$	0	0	5,74
Hidrogênio	$H_2(g)$	0	0	130,68
Nitrogênio	$N_2(g)$	0	0	191,61
Oxigênio	$O_2(g)$	0	0	205,04
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−110.530	−137.150	197,65
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−393.520	−394.360	213,80
Vapor de água	$H_2O(g)$	−241.820	−228.590	188,83
Água	$H_2O(\ell)$	−285.830	−237.180	69,92
Peróxido de hidrogênio	$H_2O_2(g)$	−136.310	−105.600	232,63
Amônia	$NH_3(g)$	−46.190	−16.590	192,33
Metano	$CH_4(g)$	−74.850	−50.790	186,16
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226.730	+209.170	200,85
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52.280	+68.120	219,83
Etano	$C_2H_6(g)$	−84.680	−32.890	229,49
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20.410	+62.720	266,94
Propano	$C_3H_8(g)$	−103.850	−23.490	269,91
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−126.150	−15.710	310,12
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−208.450	+16.530	466,73
n-Octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−249.950	+6.610	360,79
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−291.010	+50.150	622,83
Benzeno	$C_6H_6(g)$	+82.930	+129.660	269,20
Álcool metílico	$CH_3OH(g)$	−200.670	−162.000	239,70
Álcool metílico	$CH_3OH(\ell)$	−238.660	−166.360	126,80
Álcool etílico	$C_2H_5OH(g)$	−235.310	−168.570	282,59
Álcool etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−277.690	−174.890	160,70
Oxigênio	$O(g)$	+249.190	+231.770	161,06
Hidrogênio	$H(g)$	+218.000	+203.290	114,72
Nitrogênio	$N(g)$	+472.650	+455.510	153,30
Hidroxila	$OH(g)$	+39.460	+34.280	183,70

Fonte: De Janaf, *Thermochemical Tables* (Midland, MI: Dow Chemical Co., 1971); *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; e API *Research Project 44* (Carnegie Press, 1953).

TABELA A–27

Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns

Combustível (fase)	Fórmula	Massa molar, kg/kmol	Densidade,[1] kg/L	Entalpia de vaporização,[2] kJ/kg	Calor específico,[1] c_p kJ/kg·K	Poder calorífico superior,[3] kJ/kg	Poder calorífico inferior,[3] kJ/kg
Carbono (*s*)	C	12,011	2	—	0,708	32.800	32.800
Hidrogênio (*g*)	H_2	2,016	—	—	14,4	141.800	120.000
Monóxido de carbono (*g*)	CO	28,013	—	—	1,05	10.100	10.100
Metano (*g*)	CH_4	16,043	—	509	2,20	55.530	50.050
Metanol (ℓ)	CH_4O	32,042	0,790	1.168	2,53	22.660	19.920
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26,038	—	—	1,69	49.970	48.280
Etano (*g*)	C_2H_6	30,070	—	172	1,75	51.900	47.520
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46,069	0,790	919	2,44	29.670	26.810
Propano (ℓ)	C_3H_8	44,097	0,500	335	2,77	50.330	46.340
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58,123	0,579	362	2,42	49.150	45.370
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70,134	0,641	363	2,20	47.760	44.630
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72,150	0,626	—	2,32	48.570	44.910
Benzeno (ℓ)	C_6H_6	78,114	0,877	433	1,72	41.800	40.100
Hexeno (ℓ)	C_6H_{12}	84,161	0,673	392	1,84	47.500	44.400
Hexano (ℓ)	C_6H_{14}	86,177	0,660	366	2,27	48.310	44.740
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92,141	0,867	412	1,71	42.400	40.500
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100,204	0,684	365	2,24	48.100	44.600
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114,231	0,703	363	2,23	47.890	44.430
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142,285	0,730	361	2,21	47.640	44.240
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1,87n}$	100–110	0,72–0,78	350	2,4	47.300	44.000
Diesel leve (ℓ)	$C_nH_{1,8n}$	170	0,78–0,84	270	2,2	46.100	43.200
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	0,82–0,88	230	1,9	45.500	42.800
Gás natural (*g*)	$C_nH_{3,8n}N_{0,1n}$	18	—	—	2	50.000	45.000

[1] A 1 atm e 20°C.
[2] A 25°C para combustíveis líquidos e 1 atm e temperatura normal de ebulição para combustíveis gasosos.
[3] A 25°C. Multiplicar pela massa molar para obter os valores de aquecimento em kJ/kmol.

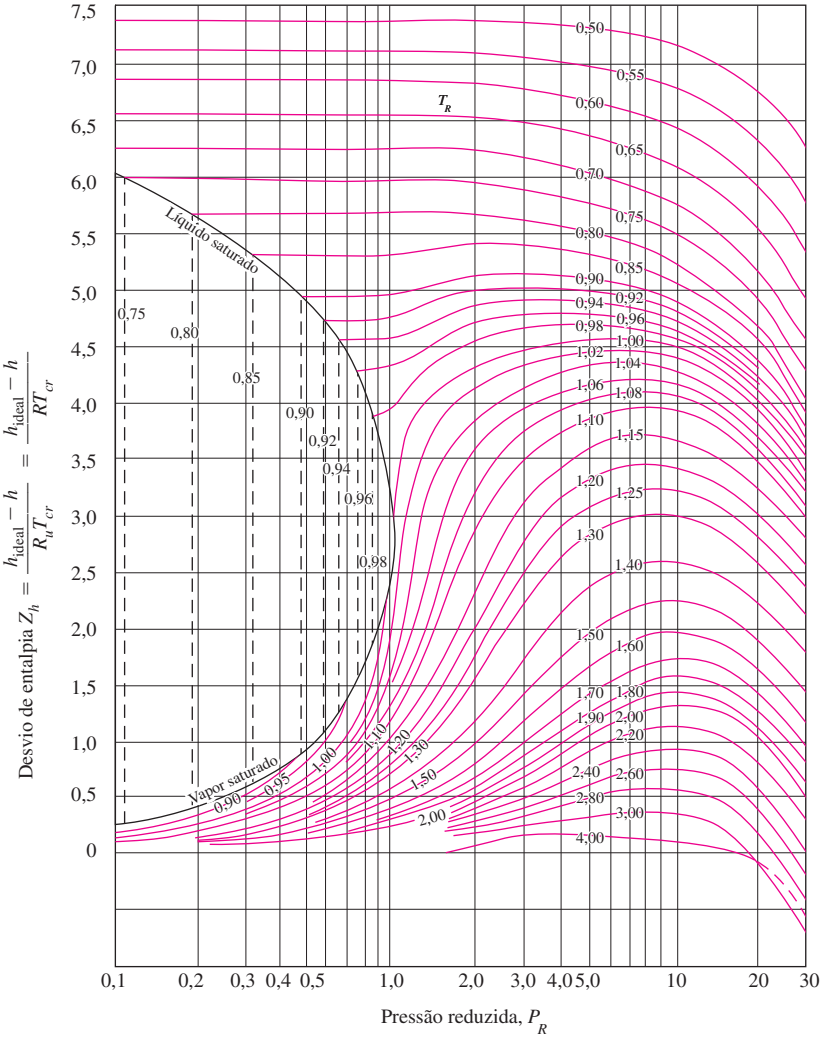
TABELA A–28

Logaritmos naturais da constante de equilíbrio K_P

A constante de equilíbrio K_P da reação $\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$ é definida como $K_P \equiv \dfrac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$

Temp., K	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + {}^1/_2O_2$	$H_2O \rightleftharpoons {}^1/_2H_2 + OH$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + {}^1/_2\,O_2$	${}^1/_2\,N_2 + {}^1/_2\,O_2 \rightleftharpoons NO$
298	−164,005	−186,975	−367,480	−92,208	−106,208	−103,762	−35,052
500	−92,827	−105,630	−213,372	−52,691	−60,281	−57,616	−20,295
1.000	−39,803	−45,150	−99,127	−23,163	−26,034	−23,529	−9,388
1.200	−30,874	−35,005	−80,011	−18,182	−20,283	−17,871	−7,569
1.400	−24,463	−27,742	−66,329	−14,609	−16,099	−13,842	−6,270
1.600	−19,637	−22,285	−56,055	−11,921	−13,066	−10,830	−5,294
1.800	−15,866	−18,030	−48,051	−9,826	−10,657	−8,497	−4,536
2.000	−12,840	−14,622	−41,645	−8,145	−8,728	−6,635	−3,931
2.200	−10,353	−11,827	−36,391	−6,768	−7,148	−5,120	−3,433
2.400	−8,276	−9,497	−32,011	−5,619	−5,832	−3,860	−3,019
2.600	−6,517	−7,521	−28,304	−4,648	−4,719	−2,801	−2,671
2.800	−5,002	−5,826	−25,117	−3,812	−3,763	−1,894	−2,372
3.000	−3,685	−4,357	−22,359	−3,086	−2,937	−1,111	−2,114
3.200	−2,534	−3,072	−19,937	−2,451	−2,212	−0,429	−1,888
3.400	−1,516	−1,935	−17,800	−1,891	−1,576	0,169	−1,690
3.600	−0,609	−0,926	−15,898	−1,392	−1,088	0,701	−1,513
3.800	0,202	−0,019	−14,199	−0,945	−0,501	1,176	−1,356
4.000	0,934	0,796	−12,660	−0,542	−0,044	1,599	−1,216
4.500	2,486	2,513	−9,414	0,312	0,920	2,490	−0,921
5.000	3,725	3,895	−6,807	0,996	1,689	3,197	−0,686
5.500	4,743	5,023	−4,666	1,560	2,318	3,771	−0,497
6.000	5,590	5,963	−2,865	2,032	2,843	4,245	−0,341

Fonte: Gordon J. Van Wylen e Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, English/SI Version, 3. ed. (Nova York: John Wiley & Sons, 1986), p. 723, Tabela A.14. Com base em dados termodinâmicos fornecidos em JANAF, *Thermochemical Tables* (Midland, MI: Thermal Research Laboratory, The Dow Chemical Company, 1971).



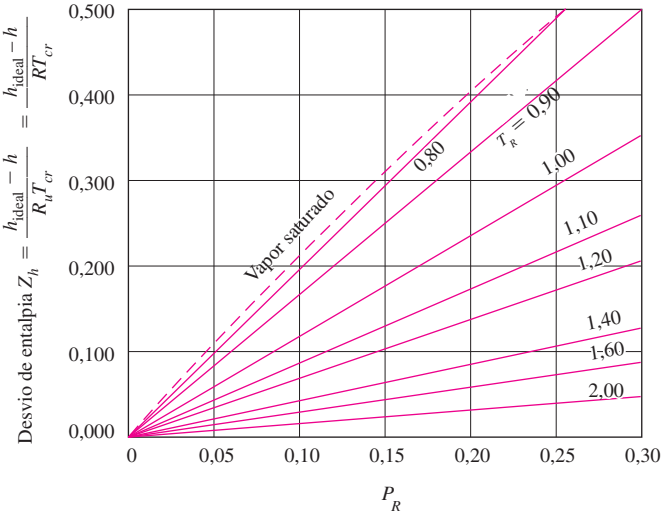


FIGURA A–29 Diagrama generalizado do desvio de entalpia.

Fonte: John R. Howell e Richard O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, SI Version (Nova York: McGraw-Hill, 1987), p. 558, Figura C.2, e p. 561, Figura C.5.

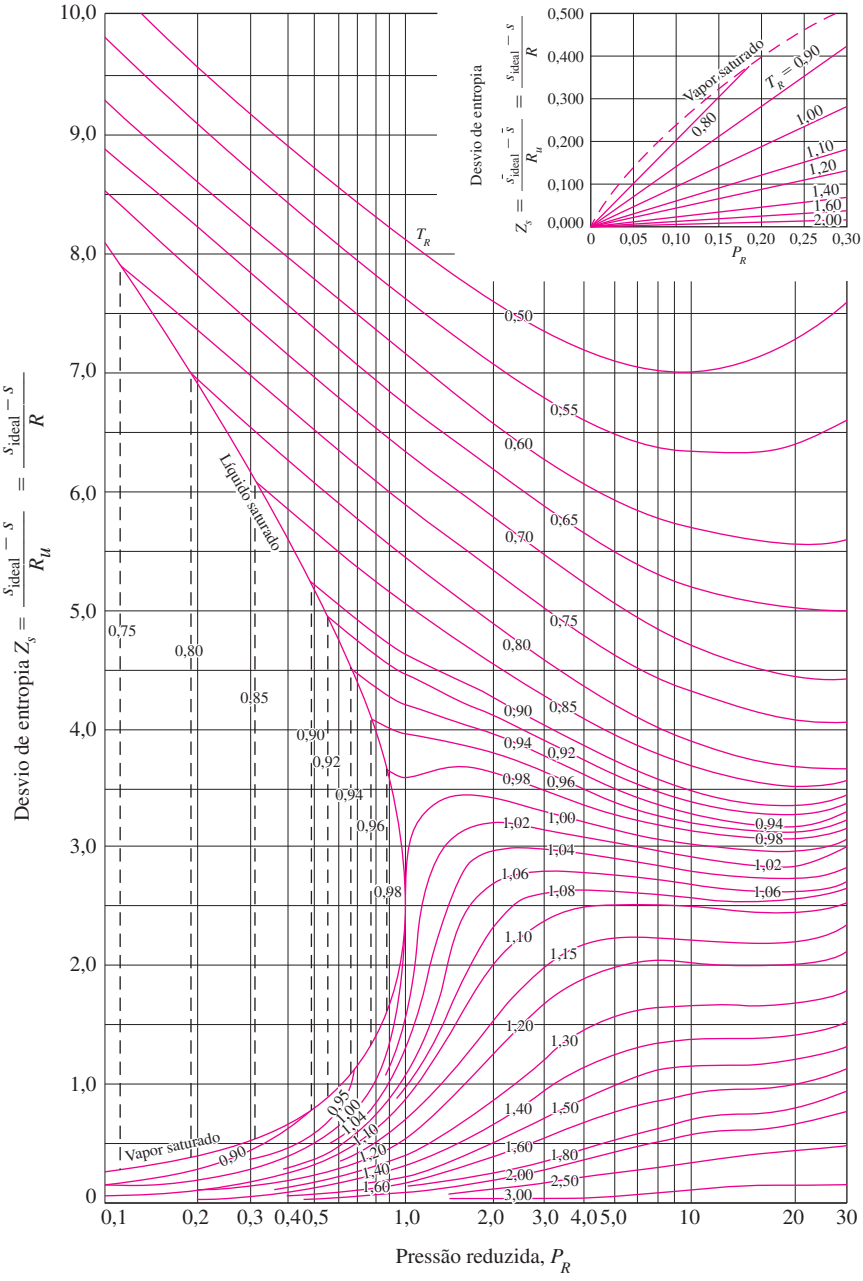
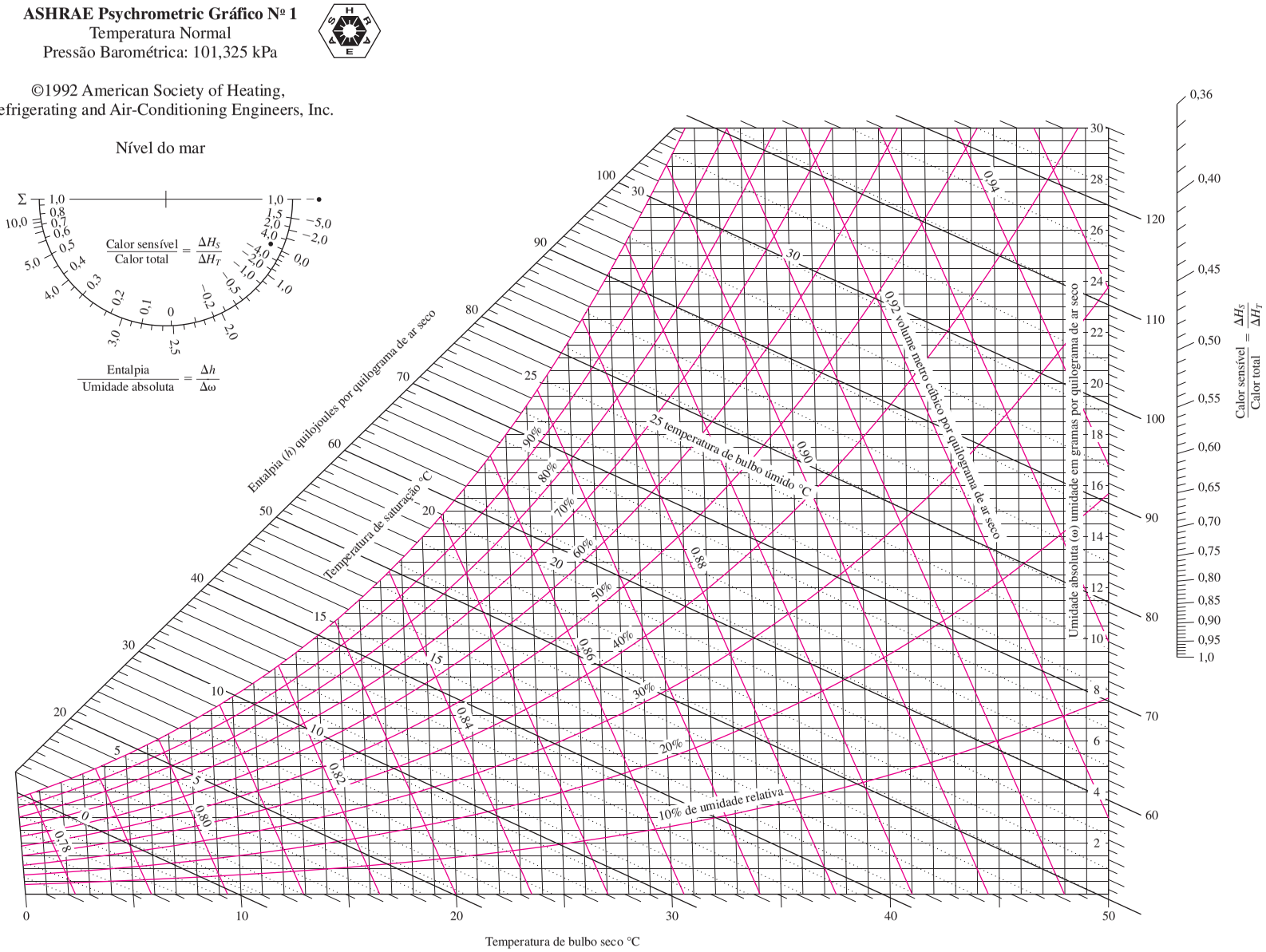


FIGURA A–30 Diagrama generalizado do desvio de entropia.

Fonte: John R. Howell e Richard O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, SI Version (Nova York: McGraw-Hill, 1987), p. 559, Figura C.3, e p. 561, Figura C.5.


ASHRAE Psychrometric Gráfico Nº 1
Temperatura Normal
Pressão Barométrica: 101,325 kPa
©1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
Nível do mar
Calor sensível / Calor total = ΔHS / ΔHT
Entalpia / Umidade absoluta = Δh / Δω
Entalpia (h) quilojoules por quilograma de ar seco
Temperatura de saturação °C
Temperatura de bulbo seco °C
Umidade absoluta (ω) umidade em gramas por quilograma de ar seco
25 temperatura de bulbo úmido °C
0,92 volume metro cúbico por quilograma de ar seco
10% de umidade relativa
Calor sensível / Calor total = ΔHS / ΔHT

Elaborado pelo Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.

FIGURA A–31 Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm.

Reimpressa com permissão da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA; usado com permissão.

$$\mathrm{Ma}^* = \mathrm{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)\mathrm{Ma}^2}}$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\mathrm{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)\right]^{0{,}5(k+1)/(k-1)}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-k/(k-1)}$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-1/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-1}$$

TABELA A–32

Funções do escoamento compressível isentrópico unidimensional de um gás ideal com $k = 1{,}4$

Ma	Ma*	A/A^*	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0	0	∞	1,0000	1,0000	1,0000
0,1	0,1094	5,8218	0,9930	0,9950	0,9980
0,2	0,2182	2,9635	0,9725	0,9803	0,9921
0,3	0,3257	2,0351	0,9395	0,9564	0,9823
0,4	0,4313	1,5901	0,8956	0,9243	0,9690
0,5	0,5345	1,3398	0,8430	0,8852	0,9524
0,6	0,6348	1,1882	0,7840	0,8405	0,9328
0,7	0,7318	1,0944	0,7209	0,7916	0,9107
0,8	0,8251	1,0382	0,6560	0,7400	0,8865
0,9	0,9146	1,0089	0,5913	0,6870	0,8606
1,0	1,0000	1,0000	0,5283	0,6339	0,8333
1,2	1,1583	1,0304	0,4124	0,5311	0,7764
1,4	1,2999	1,1149	0,3142	0,4374	0,7184
1,6	1,4254	1,2502	0,2353	0,3557	0,6614
1,8	1,5360	1,4390	0,1740	0,2868	0,6068
2,0	1,6330	1,6875	0,1278	0,2300	0,5556
2,2	1,7179	2,0050	0,0935	0,1841	0,5081
2,4	1,7922	2,4031	0,0684	0,1472	0,4647
2,6	1,8571	2,8960	0,0501	0,1179	0,4252
2,8	1,9140	3,5001	0,0368	0,0946	0,3894
3,0	1,9640	4,2346	0,0272	0,0760	0,3571
5,0	2,2361	25,000	0,0019	0,0113	0,1667
$\propto$	2,2495	$\propto$	0	0	0

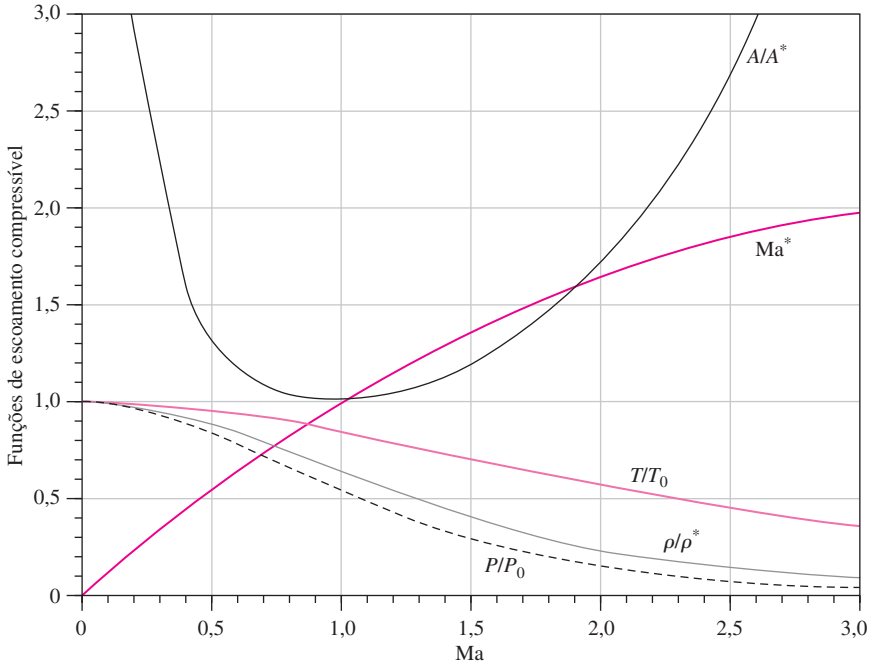


TABELA A–33

Funções de choque normal unidimensional para um gás ideal com $k = 1,4$

Ma_1	Ma_2	P_2/P_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	P_{02}/P_{01}	P_{02}/P_1
1,0	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,8929
1,1	0,9118	1,2450	1,1691	1,0649	0,9989	2,1328
1,2	0,8422	1,5133	1,3416	1,1280	0,9928	2,4075
1,3	0,7860	1,8050	1,5157	1,1909	0,9794	2,7136
1,4	0,7397	2,1200	1,6897	1,2547	0,9582	3,0492
1,5	0,7011	2,4583	1,8621	1,3202	0,9298	3,4133
1,6	0,6684	2,8200	2,0317	1,3880	0,8952	3,8050
1,7	0,6405	3,2050	2,1977	1,4583	0,8557	4,2238
1,8	0,6165	3,6133	2,3592	1,5316	0,8127	4,6695
1,9	0,5956	4,0450	2,5157	1,6079	0,7674	5,1418
2,0	0,5774	4,5000	2,6667	1,6875	0,7209	5,6404
2,1	0,5613	4,9783	2,8119	1,7705	0,6742	6,1654
2,2	0,5471	5,4800	2,9512	1,8569	0,6281	6,7165
2,3	0,5344	6,0050	3,0845	1,9468	0,5833	7,2937
2,4	0,5231	6,5533	3,2119	2,0403	0,5401	7,8969
2,5	0,5130	7,1250	3,3333	2,1375	0,4990	8,5261
2,6	0,5039	7,7200	3,4490	2,2383	0,4601	9,1813
2,7	0,4956	8,3383	3,5590	2,3429	0,4236	9,8624
2,8	0,4882	8,9800	3,6636	2,4512	0,3895	10,5694
2,9	0,4814	9,6450	3,7629	2,5632	0,3577	11,3022
3,0	0,4752	10,3333	3,8571	2,6790	0,3283	12,0610
4,0	0,4350	18,5000	4,5714	4,0469	0,1388	21,0681
5,0	0,4152	29,000	5,0000	5,8000	0,0617	32,6335
∞	0,3780	∞	6,0000	∞	0	∞

$$T_{01} = T_{02}$$

$$\mathrm{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\mathrm{Ma}_1^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

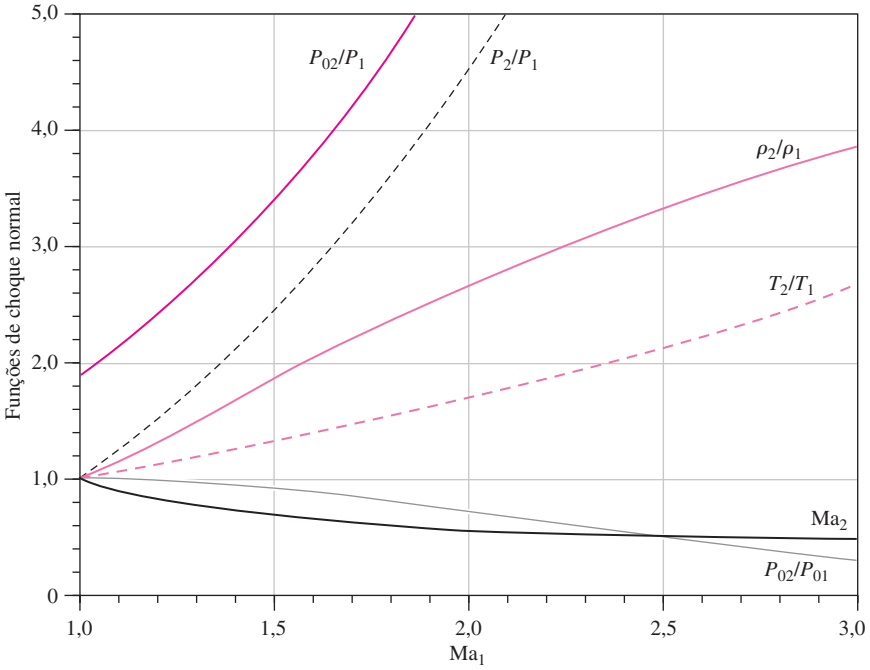
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\mathrm{Ma}_1^2}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2} = \frac{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}{k + 1}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2/P_1}{T_2/T_1} = \frac{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{\mathrm{Ma}_1}{\mathrm{Ma}_2}\left[\frac{1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2}{1 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)/2}\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$\frac{P_{02}}{P_1} = \frac{(1 + k\mathrm{Ma}_1^2)[1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2]^{k/(k-1)}}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2}$$



$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k+1)\text{Ma}^2[2+(k-1)\text{Ma}^2]}{(1+k\text{Ma}^2)^2}$$

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left(\frac{2+(k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T^*} = \left(\frac{\text{Ma}(1+k)}{1+k\text{Ma}^2}\right)^2$$

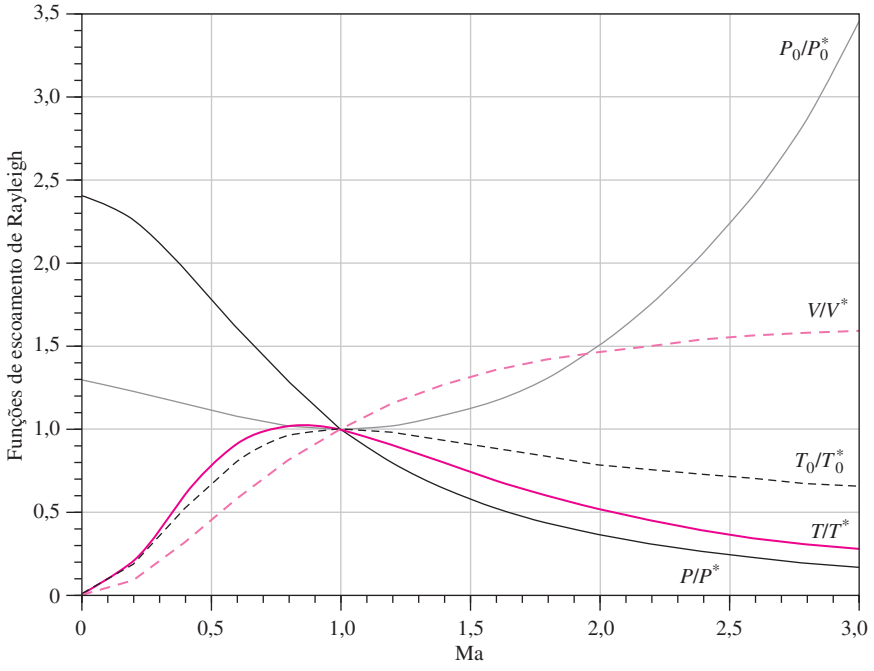
$$\frac{P}{P^*} = \frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}$$

$$\frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1+k)\text{Ma}^2}{1+k\text{Ma}^2}$$

TABELA A–34

Funções do escoamento de Rayleigh para um gás ideal com $k = 1{,}4$

Ma	T_0/T_0^*	P_0/P_0^*	T/T^*	P/P^*	V/V^*
0,0	0,0000	1,2679	0,0000	2,4000	0,0000
0,1	0,0468	1,2591	0,0560	2,3669	0,0237
0,2	0,1736	1,2346	0,2066	2,2727	0,0909
0,3	0,3469	1,1985	0,4089	2,1314	0,1918
0,4	0,5290	1,1566	0,6151	1,9608	0,3137
0,5	0,6914	1,1141	0,7901	1,7778	0,4444
0,6	0,8189	1,0753	0,9167	1,5957	0,5745
0,7	0,9085	1,0431	0,9929	1,4235	0,6975
0,8	0,9639	1,0193	1,0255	1,2658	0,8101
0,9	0,9921	1,0049	1,0245	1,1246	0,9110
1,0	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
1,2	0,9787	1,0194	0,9118	0,7958	1,1459
1,4	0,9343	1,0777	0,8054	0,6410	1,2564
1,6	0,8842	1,1756	0,7017	0,5236	1,3403
1,8	0,8363	1,3159	0,6089	0,4335	1,4046
2,0	0,7934	1,5031	0,5289	0,3636	1,4545
2,2	0,7561	1,7434	0,4611	0,3086	1,4938
2,4	0,7242	2,0451	0,4038	0,2648	1,5252
2,6	0,6970	2,4177	0,3556	0,2294	1,5505
2,8	0,6738	2,8731	0,3149	0,2004	1,5711
3,0	0,6540	3,4245	0,2803	0,1765	1,5882



Apêndice

2

Tabelas e Diagramas de Propriedades (Unidades Inglesas)

TABELA A–1E Massa molar, constante do gás e propriedades do ponto crítico 958

TABELA A–2E Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns 959

TABELA A–3E Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns 962

TABELA A–4E Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 964

TABELA A–5E Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 966

TABELA A–6E Água, vapor superaquecido 968

TABELA A–7E Água, líquido comprimido 972

TABELA A–8E Água, sólido-vapor saturados 973

FIGURA A–9E Diagrama *T-s* da água 974

FIGURA A–10E Diagrama de Mollier para a água 975

TABELA A–11E Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura 976

TABELA A–12E Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão 977

TABELA A–13E Refrigerante-134a, vapor superaquecido 978

FIGURA A–14E Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a 980

TABELA A–16E Propriedades da atmosfera a grandes altitudes 981

TABELA A–17E Propriedades de gás ideal do ar 982

TABELA A–18E Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 984

TABELA A–19E Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 986

TABELA A–20E Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 988

TABELA A–21E Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO 990

TABELA A–22E Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2 992

TABELA A–23E Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O 993

TABELA A–26E Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 77 °F e 1 atm 995

TABELA A–27E Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns 996

FIGURA A–31E Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm 997

TABELA A–1E

Massa molar, constante do gás e propriedades do ponto crítico

Substância	Fórmula	Massa molar, *M* lbm/lbmol	Constante do gás, *R* Btu/lbm·R*	Constante do gás, *R* psia·pé³/lbm·R*	Propriedades do ponto crítico Temperatura, R	Pressão, psia	Volume, pé³/lbmol
Ar	—	28,97	0,06855	0,3704	238,5	547	1,41
Amônia	NH_3	17,03	0,1166	0,6301	729,8	1.636	1,16
Argônio	Ar	39,948	0,04971	0,2686	272	705	1,20
Benzeno	C_6H_6	78,115	0,02542	0,1374	1.012	714	4,17
Bromo	Br_2	159,808	0,01243	0,06714	1.052	1.500	2,17
n-Butano	C_4H_{10}	58,124	0,03417	0,1846	765,2	551	4,08
Dióxido de carbono	CO_2	44,01	0,04513	0,2438	547,5	1.071	1,51
Monóxido de carbono	CO	28,011	0,07090	0,3831	240	507	1,49
Tetracloreto de carbono	CCl_4	153,82	0,01291	0,06976	1.001,5	661	4,42
Cloro	Cl_2	70,906	0,02801	0,1517	751	1.120	1,99
Clorofórmio	$CHCl_3$	119,38	0,01664	0,08988	965,8	794	3,85
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120,91	0,01643	0,08874	692,4	582	3,49
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102,92	0,01930	0,1043	813,0	749	3,16
Etano	C_2H_6	30,020	0,06616	0,3574	549,8	708	2,37
Álcool etílico	C_2H_5OH	46,07	0,04311	0,2329	929,0	926	2,68
Etileno	C_2H_4	28,054	0,07079	0,3825	508,3	742	1,99
Hélio	He	4,003	0,4961	2,6809	9,5	33,2	0,926
n-Hexano	C_6H_{14}	86,178	0,02305	0,1245	914,2	439	5,89
Hidrogênio	H_2	2,016	0,9851	5,3224	59,9	188,1	1,04
Kriptônio	Kr	83,80	0,02370	0,1280	376,9	798	1,48
Metano	CH_4	16,043	0,1238	0,6688	343,9	673	1,59
Álcool metílico	CH_3OH	32,042	0,06198	0,3349	923,7	1.154	1,89
Clorometano	CH_3Cl	50,488	0,03934	0,2125	749,3	968	2,29
Neônio	Ne	20,183	0,09840	0,5316	80,1	395	0,668
Nitrogênio	N_2	28,013	0,07090	0,3830	227,1	492	1,44
Óxido nitroso	N_2O	44,013	0,04512	0,2438	557,4	1.054	1,54
Oxigênio	O_2	31,999	0,06206	0,3353	278,6	736	1,25
Propano	C_3H_8	44,097	0,04504	0,2433	665,9	617	3,20
Propileno	C_3H_6	42,081	0,04719	0,2550	656,9	670	2,90
Dióxido de enxofre	SO_2	64,063	0,03100	1,1675	775,2	1.143	1,95
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102,03	0,01946	0,1052	673,6	588,7	3,19
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137,37	0,01446	0,07811	848,1	635	3,97
Água	H_2O	18,015	0,1102	0,5956	1.164,8	3.200	0,90
Xenônio	Xe	131,30	0,01513	0,08172	521,55	852	1,90

*Calculado de $R = R_u/M$, onde R_u = 1,98588 Btu/lbmol·R = 10,7316 psia·pé³/lbmol·R e M é massa molar.

Fonte: K. A. Kobe e R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117-236; e ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), pp. 16.4 e 36.1.

TABELA A–2E

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns

(*a*) A 80 °F

Gás	Fórmula	Constante do gás, R Btu/lbm·R	c_p Btu/lbm·R	c_v Btu/lbm·R	k
Ar	—	0,06855	0,240	0,171	1,400
Argônio	Ar	0,04971	0,1253	0,0756	1,667
Butano	C_4H_{10}	0,03424	0,415	0,381	1,09
Dióxido de carbono	CO_2	0,04513	0,203	0,158	1,285
Monóxido de carbono	CO	0,07090	0,249	0,178	1,399
Etano	C_2H_6	0,06616	0,427	0,361	1,183
Etileno	C_2H_4	0,07079	0,411	0,340	1,208
Hélio	He	0,4961	1,25	0,753	1,667
Hidrogênio	H_2	0,9851	3,43	2,44	1,404
Metano	CH_4	0,1238	0,532	0,403	1,32
Neônio	Ne	0,09840	0,246	0,1477	1,667
Nitrogênio	N_2	0,07090	0,248	0,177	1,400
Octano	C_8H_{18}	0,01742	0,409	0,392	1,044
Oxigênio	O_2	0,06206	0,219	0,157	1,395
Propano	C_3H_8	0,04504	0,407	0,362	1,124
Vapor de água	H_2O	0,1102	0,445	0,335	1,329

Fonte: Gordon J. Van Wylen e Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, English/SI Version, 3. ed. (Nova York: John Wiley & Sons, 1986), p. 687, Tabela A–8E.

TABELA A–2E

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns (*continuação*)

(*b*) A diversas temperaturas

Temp., °F	c_p Btu/lbm·R	c_v Btu/lbm·R	k	c_p Btu/lbm·R	c_v Btu/lbm·R	k	c_p Btu/lbm·R	c_v Btu/lbm·R	k
	Ar			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
40	0,240	0,171	1,401	0,195	0,150	1,300	0,248	0,177	1,400
100	0,240	0,172	1,400	0,205	0,160	1,283	0,249	0,178	1,399
200	0,241	0,173	1,397	0,217	0,172	1,262	0,249	0,179	1,397
300	0,243	0,174	1,394	0,229	0,184	1,246	0,251	0,180	1,394
400	0,245	0,176	1,389	0,239	0,193	1,233	0,253	0,182	1,389
500	0,248	0,179	1,383	0,247	0,202	1,223	0,256	0,185	1,384
600	0,250	0,182	1,377	0,255	0,210	1,215	0,259	0,188	1,377
700	0,254	0,185	1,371	0,262	0,217	1,208	0,262	0,191	1,371
800	0,257	0,188	1,365	0,269	0,224	1,202	0,266	0,195	1,364
900	0,259	0,191	1,358	0,275	0,230	1,197	0,269	0,198	1,357
1.000	0,263	0,195	1,353	0,280	0,235	1,192	0,273	0,202	1,351
1.500	0,276	0,208	1,330	0,298	0,253	1,178	0,287	0,216	1,328
2.000	0,286	0,217	1,312	0,312	0,267	1,169	0,297	0,226	1,314
	Hidrogênio, H_2			*Nitrogênio, N_2*			*Oxigênio, O_2*		
40	3,397	2,412	1,409	0,248	0,177	1,400	0,219	0,156	1,397
100	3,426	2,441	1,404	0,248	0,178	1,399	0,220	0,158	1,394
200	3,451	2,466	1,399	0,249	0,178	1,398	0,223	0,161	1,387
300	3,461	2,476	1,398	0,250	0,179	1,396	0,226	0,164	1,378
400	3,466	2,480	1,397	0,251	0,180	1,393	0,230	0,168	1,368
500	3,469	2,484	1,397	0,254	0,183	1,388	0,235	0,173	1,360
600	3,473	2,488	1,396	0,256	0,185	1,383	0,239	0,177	1,352
700	3,477	2,492	1,395	0,260	0,189	1,377	0,242	0,181	1,344
800	3,494	2,509	1,393	0,262	0,191	1,371	0,246	0,184	1,337
900	3,502	2,519	1,392	0,265	0,194	1,364	0,249	0,187	1,331
1.000	3,513	2,528	1,390	0,269	0,198	1,359	0,252	0,190	1,326
1.500	3,618	2,633	1,374	0,283	0,212	1,334	0,263	0,201	1,309
2.000	3,758	2,773	1,355	0,293	0,222	1,319	0,270	0,208	1,298

Nota: A unidade Btu/lbm·R é equivalente a Btu/lbm·°F.

Fonte: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), p. 830, Tabela A–4. Originalmente publicado em *Tables of Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

TABELA A–2E

Calores específicos de gás ideal para diversos gases comuns (*conclusão*)

(*c*) Como função da temperatura

$$\bar{c}p = a + bT + cT^2 + dT^3$$
(T em R, c_p em Btu/lbmol·R)

Substância	Fórmula	a	b	c	d	Faixa de temperatura, R	Margem de erro (%) Máx.	Méd.
Nitrogênio	N_2	6,903	$-0{,}02085 \times 10^{-2}$	$0{,}05957 \times 10^{-5}$	$-0{,}1176 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,59	0,34
Oxigênio	O_2	6,085	$0{,}2017 \times 10^{-2}$	$-0{,}05275 \times 10^{-5}$	$0{,}05372 \times 10^{-9}$	491-3.240	1,19	0,28
Ar	—	6,713	$0{,}02609 \times 10^{-2}$	$0{,}03540 \times 10^{-5}$	$-0{,}08052 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,72	0,33
Hidrogênio	H_2	6,952	$-0{,}02542 \times 10^{-2}$	$0{,}02952 \times 10^{-5}$	$-0{,}03565 \times 10^{-9}$	491-3.240	1,02	0,26
Monóxido de carbono	CO	6,726	$0{,}02222 \times 10^{-2}$	$0{,}03960 \times 10^{-5}$	$-0{,}09100 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,89	0,37
Dióxido de carbono	CO_2	5,316	$0{,}79361 \times 10^{-2}$	$-0{,}2581 \times 10^{-5}$	$0{,}3059 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,67	0,22
Vapor de água	H_2O	7,700	$0{,}02552 \times 10^{-2}$	$0{,}07781 \times 10^{-5}$	$-0{,}1472 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,53	0,24
Óxido nítrico	NO	7,008	$-0{,}01247 \times 10^{-2}$	$0{,}07185 \times 10^{-5}$	$-0{,}1715 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,97	0,36
Óxido nitroso	N_2O	5,758	$0{,}7780 \times 10^{-2}$	$-0{,}2596 \times 10^{-5}$	$0{,}4331 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,59	0,26
Dióxido de nitrogênio	NO_2	5,48	$0{,}7583 \times 10^{-2}$	$-0{,}260 \times 10^{-5}$	$0{,}322 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,46	0,18
Amônia	NH_3	6,5846	$0{,}34028 \times 10^{-2}$	$0{,}073034 \times 10^{-5}$	$-0{,}27402 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,91	0,36
Enxofre	S_2	6,499	$0{,}2943 \times 10^{-2}$	$-0{,}1200 \times 10^{-5}$	$0{,}1632 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,99	0,38
Dióxido de enxofre	SO_2	6,157	$0{,}7689 \times 10^{-2}$	$-0{,}2810 \times 10^{-5}$	$0{,}3527 \times 10^{-9}$	491-3.240	0,45	0,24
Trióxido de enxofre	SO_3	3,918	$1{,}935 \times 10^{-2}$	$-0{,}8256 \times 10^{-5}$	$1{,}328 \times 10^{-9}$	491-2.340	0,29	0,13
Acetileno	C_2H_2	5,21	$1{,}2227 \times 10^{-2}$	$-0{,}4812 \times 10^{-5}$	$0{,}7457 \times 10^{-9}$	491-2.700	1,46	0,59
Benzeno	C_6H_6	−8,650	$6{,}4322 \times 10^{-2}$	$-2{,}327 \times 10^{-5}$	$3{,}179 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,34	0,20
Metanol	CH_4O	4,55	$1{,}214 \times 10^{-2}$	$-0{,}0898 \times 10^{-5}$	$-0{,}329 \times 10^{-9}$	491-1.800	0,18	0,08
Etanol	C_2H_6O	4,75	$2{,}781 \times 10^{-2}$	$-0{,}7651 \times 10^{-5}$	$0{,}821 \times 10^{-9}$	491-2.700	0,40	0,22
Cloreto de hidrogênio	HCl	7,244	$-0{,}1011 \times 10^{-2}$	$0{,}09783 \times 10^{-5}$	$-0{,}1776 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,22	0,08
Metano	CH_4	4,750	$0{,}6666 \times 10^{-2}$	$0{,}09352 \times 10^{-5}$	$-0{,}4510 \times 10^{-9}$	491-2.740	1,33	0,57
Etano	C_2H_6	1,648	$2{,}291 \times 10^{-2}$	$-0{,}4722 \times 10^{-5}$	$0{,}2984 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,83	0,28
Propano	C_3H_8	−0,966	$4{,}044 \times 10^{-2}$	$-1{,}159 \times 10^{-5}$	$1{,}300 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,40	0,12
n-Butano	C_4H_{10}	0,945	$4{,}929 \times 10^{-2}$	$-1{,}352 \times 10^{-5}$	$1{,}433 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,54	0,24
i-Butano	C_4H_{10}	−1,890	$5{,}520 \times 10^{-2}$	$-1{,}696 \times 10^{-5}$	$2{,}044 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,25	0,13
n-Pentano	C_5H_{12}	1,618	$6{,}028 \times 10^{-2}$	$-1{,}656 \times 10^{-5}$	$1{,}732 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,56	0,21
n-Hexano	C_6H_{14}	1,657	$7{,}328 \times 10^{-2}$	$-2{,}112 \times 10^{-5}$	$2{,}363 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,72	0,20
Etileno	C_2H_4	0,944	$2{,}075 \times 10^{-2}$	$-0{,}6151 \times 10^{-5}$	$0{,}7326 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,54	0,13
Propileno	C_3H_6	0,753	$3{,}162 \times 10^{-2}$	$-0{,}8981 \times 10^{-5}$	$1{,}008 \times 10^{-9}$	491-2.740	0,73	0,17

Fonte: *Chemical and Process Thermodynamics* 3/E by Kyle, B. G., © 2000. Adaptado com permissão da Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, NJ.

TABELA A–3E

Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns

(*a*) Líquidos

	Dados de ebulição a 1 atm		Dados de solidificação		Propriedades dos líquidos		
Substância	**Ponto normal de ebulição, °F**	**Calor latente de vaporização, h_{lv} Btu/lbm**	**Ponto de solidificação, °F**	**Calor latente de fusão, h_{sl} Btu/lbm**	**Temperatura, °F**	**Densidade, ρ lbm/pé^3**	**Calor específico, c_p Btu/lbm·R**
Amônia	−27,9	24,54	−107,9	138,6	−27,9	42,6	1,06
					0	41,3	1,083
					40	39,5	1,103
					80	37,5	1,135
Argônio	−302,6	69,5	−308,7	12,0	−302,6	87,0	0,272
Benzeno	176,4	169,4	41,9	54,2	68	54,9	0,411
Salmoura (20% de cloreto de sódio em massa)	219,0	—	0,7	—	68	71,8	0,743
n-Butano	31,1	165,6	−217,3	34,5	31,1	37,5	0,552
Dióxido de carbono	−109,2*	99,6 (a 32 °F)	−69,8	—	32	57,8	0,583
Etanol	172,8	360,5	−173,6	46,9	77	48,9	0,588
Álcool etílico	173,5	368	−248,8	46,4	68	49,3	0,678
Etilenoglicol	388,6	344,0	12,6	77,9	68	69,2	0,678
Glicerina	355,8	419	66,0	86,3	68	78,7	0,554
Hélio	−452,1	9,80	—	—	−452,1	9,13	5,45
Hidrogênio	−423,0	191,7	−434,5	25,6	−423,0	4,41	2,39
Isobutano	10,9	157,8	−255,5	45,5	10,9	37,1	0,545
Querosene	399–559	108	−12,8	—	68	51,2	0,478
Mercúrio	674,1	126,7	−38,0	4,90	77	847	0,033
Metano	−258,7	219,6	296,0	25,1	−258,7	26,4	0,834
					−160	20,0	1,074
Metanol	148,1	473	−143,9	42,7	77	49,1	0,609
Nitrogênio	−320,4	85,4	−346,0	10,9	−320,4	50,5	0,492
					−260	38,2	0,643
Octano	256,6	131,7	71,5	77,9	68	43,9	0,502
Óleo (leve)	—	—			77	56,8	0,430
Oxigênio	−297,3	91,5	−361,8	5,9	−297,3	71,2	0,408
Petróleo	—	99–165			68	40,0	0,478
Propano	−43,7	184,0	−305,8	34,4	−43,7	36,3	0,538
					32	33,0	0,604
					100	29,4	0,673
Refrigerante-134a	−15,0	93,3	−141,9	—	−40	88,5	0,283
					−15	86,0	0,294
					32	80,9	0,318
					90	73,6	0,348
Água	212	970,1	32	143,5	32	62,4	1,01
					90	62,1	1,00
					150	61,2	1,00
					212	59,8	1,01

* Temperatura de sublimação. (A pressões abaixo da pressão do ponto triplo de 75,1 psia, o dióxido de carbono existe como um sólido ou um gás. Da mesma forma, a temperatura do ponto de solidificação do dióxido de carbono é a temperatura de ponto triplo equivalente a −69,8 °F)

TABELA A–3E

Propriedades de líquidos, sólidos e alimentos comuns (*conclusão*)

(*b*) Sólidos (valores à temperatura ambiente, a menos que seja indicado ao contrário)

Substância	Densidade, ρ lbm/pé^3	Calor específico, c_p Btu/lbm·R	Substância	Densidade, ρ lbm/pé^3	Calor específico, c_p Btu/lbm·R
Metais			**Não metais**		
Alumínio			Asfalto	132	0,220
−100 °F		0,192	Tijolo comum	120	0,189
32 °F		0,212	Tijolo refratário (500 °C)	144	0,229
100 °F	170	0,218	Concreto	144	0,156
200 °F		0,224	Argila	62,4	0,220
300 °F		0,229	Diamante	151	0,147
400 °F		0,235	Vidro (janela)	169	0,191
500 °F		0,240	Vidro *pyrex*	139	0,200
Bronze (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	517	0,0955	Grafite	156	0,170
			Granito	169	0,243
Latão amarelo (65% Cu, 35% Zn)	519	0,0955	Gesso	50	0,260
			Gelo		
Cobre			−50 °F		0,424
−60 °F		0,0862	0 °F		0,471
0 °F		0,0893	20 °F		0,491
100 °F	555	0,0925	32 °F	57,5	0,502
200 °F		0,0938	Pedra calcária	103	0,217
390 °F		0,0963	Mármore	162	0,210
Ferro	490	0,107	Compensado	34,0	
Chumbo	705	0,030	Borracha (macia)	68,7	
Magnésio	108	0,239	Borracha (dura)	71,8	
Níquel	555	0,105	Areia	94,9	
Prata	655	0,056	Pedra	93,6	
Aço leve	489	0,119	Madeira (Dura)	45,0	
Tungstênio	1.211	0,031	Madeira (Macia)	32,0	

(*c*) Alimentos

Alimento	Conteúdo de água, % (massa)	Ponto de congelamento, °F	Calor específico, Btu/lbm·R: Acima do pto. de cong.	Calor específico, Btu/lbm·R: Abaixo do pto. de cong.	Calor latente de fusão, Btu/lbm	Alimento	Conteúdo de água, % (massa)	Ponto de congelamento, °F	Calor específico, Btu/lbm·R: Acima do pto. de cong.	Calor específico, Btu/lbm·R: Abaixo do pto. de cong.	Calor latente de fusão, Btu/lbm
Maçãs	84	30	0,873	0,453	121	Alface	95	32	0,961	0,487	136
Bananas	75	31	0,801	0,426	108	Leite integral	88	31	0,905	0,465	126
Carne bovina	67	—	0,737	0,402	96	Laranjas	87	31	0,897	0,462	125
Brócolis	90	31	0,921	0,471	129	Batatas	78	31	0,825	0,435	112
Manteiga	16	—	—	0,249	23	Salmão	64	28	0,713	0,393	92
Queijo suíço	39	14	0,513	0,318	56	Camarão	83	28	0,865	0,450	119
Cerejas	80	29	0,841	0,441	115	Espinafre	93	31	0,945	0,481	134
Frango	74	27	0,793	0,423	106	Morangos	90	31	0,921	0,471	129
Milho	74	31	0,793	0,423	106	Tomates maduros	94	31	0,953	0,484	135
Ovos inteiros	74	31	0,793	0,423	106	Peru	64	—	0,713	0,393	92
Sorvete	63	22	0,705	0,390	90	Melancia	93	31	0,945	0,481	134

Fonte: Os valores foram obtidos de diversos manuais e outras fontes ou foram calculados. O conteúdo de água e os dados do ponto de congelamento dos alimentos foram obtidos de *ASHRAE, Handbook of Fundamentals*, SI version (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), Capítulo 30, Tabela 1. Para frutas e vegetais, o ponto de congelamento é a temperatura na qual o congelamento começa. Para os outros alimentos, é a temperatura média de congelamento.

TABELA A–4E

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura

		Volume específico, pé³/lbm		*Energia interna*, Btu/lbm			*Entalpia*, Btu/lbm			*Entropia*, Btu/lbm·R		
Temp., T °F	Press. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_l	Vapor sat., v_v	Líq. sat., u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat., u_v	Líq. sat., h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat., h_v	Líq. sat., s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat., s_v
32,018	0,08871	0,01602	3.299,9	0,000	1.021,0	1.021,0	0,000	1.075,2	1.075,2	0,00000	2,18672	2,1867
35	0,09998	0,01602	2.945,7	3,004	1.019,0	1.022,0	3,004	1.073,5	1.076,5	0,00609	2,17011	2,1762
40	0,12173	0,01602	2.443,6	8,032	1.015,6	1.023,7	8,032	1.070,7	1.078,7	0,01620	2,14271	2,1589
45	0,14756	0,01602	2.035,8	13,05	1.012,2	1.025,3	13,05	1.067,8	1.080,9	0,02620	2,11587	2,1421
50	0,17812	0,01602	1.703,1	18,07	1.008,9	1.026,9	18,07	1.065,0	1.083,1	0,03609	2,08956	2,1256
55	0,21413	0,01603	1.430,4	23,07	1.005,5	1.028,6	23,07	1.062,2	1.085,3	0,04586	2,06377	2,1096
60	0,25638	0,01604	1.206,1	28,08	1.002,1	1.030,2	28,08	1.059,4	1.087,4	0,05554	2,03847	2,0940
65	0,30578	0,01604	1.020,8	33,08	998,76	1.031,8	33,08	1.056,5	1.089,6	0,06511	2,01366	2,0788
70	0,36334	0,01605	867,18	38,08	995,39	1.033,5	38,08	1.053,7	1.091,8	0,07459	1,98931	2,0639
75	0,43016	0,01606	739,27	43,07	992,02	1.035,1	43,07	1.050,9	1.093,9	0,08398	1,96541	2,0494
80	0,50745	0,01607	632,41	48,06	988,65	1.036,7	48,07	1.048,0	1.096,1	0,09328	1,94196	2,0352
85	0,59659	0,01609	542,80	53,06	985,28	1.038,3	53,06	1.045,2	1.098,3	0,10248	1,91892	2,0214
90	0,69904	0,01610	467,40	58,05	981,90	1.040,0	58,05	1.042,4	1.100,4	0,11161	1,89630	2,0079
95	0,81643	0,01612	403,74	63,04	978,52	1.041,6	63,04	1.039,5	1.102,6	0,12065	1,87408	1,9947
100	0,95052	0,01613	349,83	68,03	975,14	1.043,2	68,03	1.036,7	1.104,7	0,12961	1,85225	1,9819
110	1,2767	0,01617	264,96	78,01	968,36	1.046,4	78,02	1.031,0	1.109,0	0,14728	1,80970	1,9570
120	1,6951	0,01620	202,94	88,00	961,56	1.049,6	88,00	1.025,2	1.113,2	0,16466	1,76856	1,9332
130	2,2260	0,01625	157,09	97,99	954,73	1.052,7	97,99	1.019,4	1.117,4	0,18174	1,72877	1,9105
140	2,8931	0,01629	122,81	107,98	947,87	1.055,9	107,99	1.013,6	1.121,6	0,19855	1,69024	1,8888
150	3,7234	0,01634	96,929	117,98	940,98	1.059,0	117,99	1.007,8	1.125,7	0,21508	1,65291	1,8680
160	4,7474	0,01639	77,185	127,98	934,05	1.062,0	128,00	1.001,8	1.129,8	0,23136	1,61670	1,8481
170	5,9999	0,01645	61,982	138,00	927,08	1.065,1	138,02	995,88	1.133,9	0,24739	1,58155	1,8289
180	7,5197	0,01651	50,172	148,02	920,06	1.068,1	148,04	989,85	1.137,9	0,26318	1,54741	1,8106
190	9,3497	0,01657	40,920	158,05	912,99	1.071,0	158,08	983,76	1.141,8	0,27874	1,51421	1,7930
200	11,538	0,01663	33,613	168,10	905,87	1.074,0	168,13	977,60	1.145,7	0,29409	1,48191	1,7760
210	14,136	0,01670	27,798	178,15	898,68	1.076,8	178,20	971,35	1.149,5	0,30922	1,45046	1,7597
212	14,709	0,01671	26,782	180,16	897,24	1.077,4	180,21	970,09	1.150,3	0,31222	1,44427	1,7565
220	17,201	0,01677	23,136	188,22	891,43	1.079,6	188,28	965,02	1.153,3	0,32414	1,41980	1,7439
230	20,795	0,01684	19,374	198,31	884,10	1.082,4	198,37	958,59	1.157,0	0,33887	1,38989	1,7288
240	24,985	0,01692	16,316	208,41	876,70	1.085,1	208,49	952,06	1.160,5	0,35342	1,36069	1,7141
250	29,844	0,01700	13,816	218,54	869,21	1.087,7	218,63	945,41	1.164,0	0,36779	1,33216	1,6999
260	35,447	0,01708	11,760	228,68	861,62	1.090,3	228,79	938,65	1.167,4	0,38198	1,30425	1,6862
270	41,877	0,01717	10,059	238,85	853,94	1.092,8	238,98	931,76	1.170,7	0,39601	1,27694	1,6730
280	49,222	0,01726	8,6439	249,04	846,16	1.095,2	249,20	924,74	1.173,9	0,40989	1,25018	1,6601
290	57,573	0,01735	7,4607	259,26	838,27	1.097,5	259,45	917,57	1.177,0	0,42361	1,22393	1,6475
300	67,028	0,01745	6,4663	269,51	830,25	1.099,8	269,73	910,24	1.180,0	0,43720	1,19818	1,6354
310	77,691	0,01755	5,6266	279,79	822,11	1.101,9	280,05	902,75	1.182,8	0,45065	1,17289	1,6235
320	89,667	0,01765	4,9144	290,11	813,84	1.104,0	290,40	895,09	1.185,5	0,46396	1,14802	1,6120
330	103,07	0,01776	4,3076	300,46	805,43	1.105,9	300,80	887,25	1.188,1	0,47716	1,12355	1,6007
340	118,02	0,01787	3,7885	310,85	796,87	1.107,7	311,24	879,22	1.190,5	0,49024	1,09945	1,5897
350	134,63	0,01799	3,3425	321,29	788,16	1.109,4	321,73	870,98	1.192,7	0,50321	1,07570	1,5789
360	153,03	0,01811	2,9580	331,76	779,28	1.111,0	332,28	862,53	1.194,8	0,51607	1,05227	1,5683
370	173,36	0,01823	2,6252	342,29	770,23	1.112,5	342,88	853,86	1.196,7	0,52884	1,02914	1,5580
380	195,74	0,01836	2,3361	352,87	761,00	1.113,9	353,53	844,96	1.198,5	0,54152	1,00628	1,5478
390	220,33	0,01850	2,0842	363,50	751,58	1.115,1	364,25	835,81	1.200,1	0,55411	0,98366	1,5378

TABELA A–4E

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura (*conclusão*)

		Volume específico, pé³/lbm		Energia interna, Btu/lbm			Entalpia, Btu/lbm			Entropia, Btu/lbm·R		
Temp., T °F	Press. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_l	Vapor sat., v_v	Líq. sat., u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat., u_v	Líq. sat., h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat., h_v	Líq. sat., s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat., s_v
400	247,26	0,01864	1,8639	374,19	741,97	1.116,2	375,04	826,39	1.201,4	0,56663	0,96127	1,5279
410	276,69	0,01878	1,6706	384,94	732,14	1.117,1	385,90	816,71	1.202,6	0,57907	0,93908	1,5182
420	308,76	0,01894	1,5006	395,76	722,08	1.117,8	396,84	806,74	1.203,6	0,59145	0,91707	1,5085
430	343,64	0,01910	1,3505	406,65	711,80	1.118,4	407,86	796,46	1.204,3	0,60377	0,89522	1,4990
440	381,49	0,01926	1,2178	417,61	701,26	1.118,9	418,97	785,87	1.204,8	0,61603	0,87349	1,4895
450	422,47	0,01944	1,0999	428,66	690,47	1.119,1	430,18	774,94	1.205,1	0,62826	0,85187	1,4801
460	466,75	0,01962	0,99510	439,79	679,39	1.119,2	441,48	763,65	1.205,1	0,64044	0,83033	1,4708
470	514,52	0,01981	0,90158	451,01	668,02	1.119,0	452,90	751,98	1.204,9	0,65260	0,80885	1,4615
480	565,96	0,02001	0,81794	462,34	656,34	1.118,7	464,43	739,91	1.204,3	0,66474	0,78739	1,4521
490	621,24	0,02022	0,74296	473,77	644,32	1.118,1	476,09	727,40	1.203,5	0,67686	0,76594	1,4428
500	680,56	0,02044	0,67558	485,32	631,94	1.117,3	487,89	714,44	1.202,3	0,68899	0,74445	1,4334
510	744,11	0,02067	0,61489	496,99	619,17	1.116,2	499,84	700,99	1.200,8	0,70112	0,72290	1,4240
520	812,11	0,02092	0,56009	508,80	605,99	1.114,8	511,94	687,01	1.199,0	0,71327	0,70126	1,4145
530	884,74	0,02118	0,51051	520,76	592,35	1.113,1	524,23	672,47	1.196,7	0,72546	0,67947	1,4049
540	962,24	0,02146	0,46553	532,88	578,23	1.111,1	536,70	657,31	1.194,0	0,73770	0,65751	1,3952
550	1.044,8	0,02176	0,42465	545,18	563,58	1.108,8	549,39	641,47	1.190,9	0,75000	0,63532	1,3853
560	1.132,7	0,02207	0,38740	557,68	548,33	1.106,0	562,31	624,91	1.187,2	0,76238	0,61284	1,3752
570	1.226,2	0,02242	0,35339	570,40	532,45	1.102,8	575,49	607,55	1.183,0	0,77486	0,59003	1,3649
580	1.325,5	0,02279	0,32225	583,37	515,84	1.099,2	588,95	589,29	1.178,2	0,78748	0,56679	1,3543
590	1.430,8	0,02319	0,29367	596,61	498,43	1.095,0	602,75	570,04	1.172,8	0,80026	0,54306	1,3433
600	1.542,5	0,02362	0,26737	610,18	480,10	1.090,3	616,92	549,67	1.166,6	0,81323	0,51871	1,3319
610	1.660,9	0,02411	0,24309	624,11	460,73	1.084,8	631,52	528,03	1.159,5	0,82645	0,49363	1,3201
620	1.786,2	0,02464	0,22061	638,47	440,14	1.078,6	646,62	504,92	1.151,5	0,83998	0,46765	1,3076
630	1.918,9	0,02524	0,19972	653,35	418,12	1.071,5	662,32	480,07	1.142,4	0,85389	0,44056	1,2944
640	2.059,3	0,02593	0,18019	668,86	394,36	1.063,2	678,74	453,14	1.131,9	0,86828	0,41206	1,2803
650	2.207,8	0,02673	0,16184	685,16	368,44	1.053,6	696,08	423,65	1.119,7	0,88332	0,38177	1,2651
660	2.364,9	0,02767	0,14444	702,48	339,74	1.042,2	714,59	390,84	1.105,4	0,89922	0,34906	1,2483
670	2.531,2	0,02884	0,12774	721,23	307,22	1.028,5	734,74	353,54	1.088,3	0,91636	0,31296	1,2293
680	2.707,3	0,03035	0,11134	742,11	269,00	1.011,1	757,32	309,57	1.066,9	0,93541	0,27163	1,2070
690	2.894,1	0,03255	0,09451	766,81	220,77	987,6	784,24	253,96	1.038,2	0,95797	0,22089	1,1789
700	3.093,0	0,03670	0,07482	801,75	146,50	948,3	822,76	168,32	991,1	0,99023	0,14514	1,1354
705,10	3.200,1	0,04975	0,04975	866,61	0	866,6	896,07	0	896,1	1,05257	0	1,0526

Fonte: As Tabs. A–4E até A–8E foram geradas usando o programa *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. A rotina utilizada nos cálculos é a Steam_IAPWS de alta exatidão, que incorpora a Formulação de 1995 para as Propriedades Termodinâmicas da Substância Água Comum para Uso Geral e Científico, emitida pela The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Essa formulação substitui aquela feita em 1984 Haar, Gallagher e Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), que também está disponível no EES como a rotina STEAM. A nova formulação tem por base as correlações de Saul e Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) com modificações para ajuste à Escala Internacional de Temperatura de 1990. As modificações são descritas por Wagner e Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). As propriedades do gelo têm por base Hyland e Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K to 473.15 K," *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

TABELA A–5E

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

		Volume específico, pé³/lbm		*Energia interna*, Btu/lbm			*Entalpia*, Btu/lbm			*Entropia*, Btu/lbm·R		
Press., P psia	**Temp. sat., T_{sat} °F**	**Líq. sat., v_l**	**Vapor sat., v_v**	**Líq. sat., u_l**	**Evap., u_{lv}**	**Vapor sat., u_v**	**Líq. sat., h_l**	**Evap., h_{lv}**	**Vapor sat., h_v**	**Líq. sat., s_l**	**Evap., s_{lv}**	**Vapor sat., s_v**
1	101,69	0,01614	333,49	69,72	973,99	1.043,7	69,72	1.035,7	1.105,4	0,13262	1,84495	1,9776
2	126,02	0,01623	173,71	94,02	957,45	1.051,5	94,02	1.021,7	1.115,8	0,17499	1,74444	1,9194
3	141,41	0,01630	118,70	109,39	946,90	1.056,3	109,40	1.012,8	1.122,2	0,20090	1,68489	1,8858
4	152,91	0,01636	90,629	120,89	938,97	1.059,9	120,90	1.006,0	1.126,9	0,21985	1,64225	1,8621
5	162,18	0,01641	73,525	130,17	932,53	1.062,7	130,18	1.000,5	1.130,7	0,23488	1,60894	1,8438
6	170,00	0,01645	61,982	138,00	927,08	1.065,1	138,02	995,88	1.133,9	0,24739	1,58155	1,8289
8	182,81	0,01652	47,347	150,83	918,08	1.068,9	150,86	988,15	1.139,0	0,26757	1,53800	1,8056
10	193,16	0,01659	38,425	161,22	910,75	1.072,0	161,25	981,82	1.143,1	0,28362	1,50391	1,7875
14,696	211,95	0,01671	26,805	180,12	897,27	1.077,4	180,16	970,12	1.150,3	0,31215	1,44441	1,7566
15	212,99	0,01672	26,297	181,16	896,52	1.077,7	181,21	969,47	1.150,7	0,31370	1,44441	1,7549
20	227,92	0,01683	20,093	196,21	885,63	1.081,8	196,27	959,93	1.156,2	0,33582	1,39606	1,7319
25	240,03	0,01692	16,307	208,45	876,67	1.085,1	208,52	952,03	1.160,6	0,35347	1,36060	1,7141
30	250,30	0,01700	13,749	218,84	868,98	1.087,8	218,93	945,21	1.164,1	0,36821	1,33132	1,6995
35	259,25	0,01708	11,901	227,92	862,19	1.090,1	228,03	939,16	1.167,2	0,38093	1,30632	1,6872
40	267,22	0,01715	10,501	236,02	856,09	1.092,1	236,14	933,69	1.169,8	0,39213	1,28448	1,6766
45	274,41	0,01721	9,4028	243,34	850,52	1.093,9	243,49	928,68	1.172,2	0,40216	1,26506	1,6672
50	280,99	0,01727	8,5175	250,05	845,39	1.095,4	250,21	924,03	1.174,2	0,41125	1,24756	1,6588
55	287,05	0,01732	7,7882	256,25	840,61	1.096,9	256,42	919,70	1.176,1	0,41958	1,23162	1,6512
60	292,69	0,01738	7,1766	262,01	836,13	1.098,1	262,20	915,61	1.177,8	0,42728	1,21697	1,6442
65	297,95	0,01743	6,6560	267,41	831,90	1.099,3	267,62	911,75	1.179,4	0,43443	1,20341	1,6378
70	302,91	0,01748	6,2075	272,50	827,90	1.100,4	272,72	908,08	1.180,8	0,44112	1,19078	1,6319
75	307,59	0,01752	5,8167	277,31	824,09	1.101,4	277,55	904,58	1.182,1	0,44741	1,17895	1,6264
80	312,02	0,01757	5,4733	281,87	820,45	1.102,3	282,13	901,22	1.183,4	0,45335	1,16783	1,6212
85	316,24	0,01761	5,1689	286,22	816,97	1.103,2	286,50	898,00	1.184,5	0,45897	1,15732	1,6163
90	320,26	0,01765	4,8972	290,38	813,62	1.104,0	290,67	894,89	1.185,6	0,46431	1,14737	1,6117
95	324,11	0,01770	4,6532	294,36	810,40	1.104,8	294,67	891,89	1.186,6	0,46941	1,13791	1,6073
100	327,81	0,01774	4,4327	298,19	807,29	1.105,5	298,51	888,99	1.187,5	0,47427	1,12888	1,6032
110	334,77	0,01781	4,0410	305,41	801,37	1.106,8	305,78	883,44	1.189,2	0,48341	1,11201	1,5954
120	341,25	0,01789	3,7289	312,16	795,79	1.107,9	312,55	878,20	1.190,8	0,49187	1,09646	1,5883
130	347,32	0,01796	3,4557	318,48	790,51	1.109,0	318,92	873,21	1.192,1	0,49974	1,08204	1,5818
140	353,03	0,01802	3,2202	324,45	785,49	1.109,9	324,92	868,45	1.193,4	0,50711	1,06858	1,5757
150	358,42	0,01809	3,0150	330,11	780,69	1.110,8	330,61	863,88	1.194,5	0,51405	1,05595	1,5700
160	363,54	0,01815	2,8347	335,49	776,10	1.111,6	336,02	859,49	1.195,5	0,52061	1,04405	1,5647
170	368,41	0,01821	2,6749	340,62	771,68	1.112,3	341,19	855,25	1.196,4	0,52682	1,03279	1,5596
180	373,07	0,01827	2,5322	345,53	767,42	1.113,0	346,14	851,16	1.197,3	0,53274	1,02210	1,5548
190	377,52	0,01833	2,4040	350,24	763,31	1.113,6	350,89	847,19	1.198,1	0,53839	1,01191	1,5503
200	381,80	0,01839	2,2882	354,78	759,32	1.114,1	355,46	843,33	1.198,8	0,54379	1,00219	1,5460
250	400,97	0,01865	1,8440	375,23	741,02	1.116,3	376,09	825,47	1.201,6	0,56784	0,95912	1,5270
300	417,35	0,01890	1,5435	392,89	724,77	1.117,7	393,94	809,41	1.203,3	0,58818	0,92289	1,5111
350	431,74	0,01912	1,3263	408,55	709,98	1.118,5	409,79	794,65	1.204,4	0,60590	0,89143	1,4973
400	444,62	0,01934	1,1617	422,70	696,31	1.119,0	424,13	780,87	1.205,0	0,62168	0,86350	1,4852
450	456,31	0,01955	1,0324	435,67	683,52	1.119,2	437,30	767,86	1.205,2	0,63595	0,83828	1,4742
500	467,04	0,01975	0,92819	447,68	671,42	1.119,1	449,51	755,48	1.205,0	0,64900	0,81521	1,4642
550	476,97	0,01995	0,84228	458,90	659,91	1.118,8	460,93	743,60	1.204,5	0,66107	0,79388	1,4550
600	486,24	0,02014	0,77020	469,46	648,88	1.118,3	471,70	732,15	1.203,9	0,67231	0,77400	1,4463

TABELA A–5E

Água, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão (*conclusão*)

		Volume específico, pé³/lbm		*Energia interna,* Btu/lbm			*Entalpia,* Btu/lbm			*Entropia,* Btu/lbm·R		
Press., P psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_l	Vapor sat., v_v	Líq. sat., u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat., u_v	Líq. sat., h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat., h_v	Líq. sat., s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat., s_v
700	503,13	0,02051	0,65589	488,96	627,98	1.116,9	491,62	710,29	1.201,9	0,69279	0,73771	1,4305
800	518,27	0,02087	0,56920	506,74	608,30	1.115,0	509,83	689,48	1.199,3	0,71117	0,70502	1,4162
900	532,02	0,02124	0,50107	523,19	589,54	1.112,7	526,73	669,46	1.196,2	0,72793	0,67505	1,4030
1.000	544,65	0,02159	0,44604	538,58	571,49	1.110,1	542,57	650,03	1.192,6	0,74341	0,64722	1,3906
1.200	567,26	0,02232	0,36241	566,89	536,87	1.103,8	571,85	612,39	1.184,2	0,77143	0,59632	1,3677
1.400	587,14	0,02307	0,30161	592,79	503,50	1.096,3	598,76	575,66	1.174,4	0,79658	0,54991	1,3465
1.600	604,93	0,02386	0,25516	616,99	470,69	1.087,7	624,06	539,18	1.163,2	0,81972	0,50645	1,3262
1.800	621,07	0,02470	0,21831	640,03	437,86	1.077,9	648,26	502,35	1.150,6	0,84144	0,46482	1,3063
2.000	635,85	0,02563	0,18815	662,33	404,46	1.066,8	671,82	464,60	1.136,4	0,86224	0,42409	1,2863
2.500	668,17	0,02860	0,13076	717,67	313,53	1.031,2	730,90	360,79	1.091,7	0,91311	0,31988	1,2330
3.000	695,41	0,03433	0,08460	783,39	186,41	969,8	802,45	214,32	1.016,8	0,97321	0,18554	1,1587
3.200,1	705,10	0,04975	0,04975	866,61	0	866,6	896,07	0	896,1	1,05257	0	1,0526

TABELA A–6E

Água, vapor superaquecido

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	P* = 1,0 psia (101,69 °F)				***P* = 5,0 psia (162,18 °F)**				***P* = 10 psia (193,16 °F)**			
Sat.†	333,49	1.043,7	1.105,4	1,9776	73,525	1.062,7	1.130,7	1,8438	38,425	1.072,0	1.143,1	1,7875
200	392,53	1.077,5	1.150,1	2,0509	78,153	1.076,2	1.148,5	1,8716	38,849	1.074,5	1.146,4	1,7926
240	416,44	1.091,2	1.168,3	2,0777	83,009	1.090,3	1.167,1	1,8989	41,326	1.089,1	1.165,5	1,8207
280	440,33	1.105,0	1.186,5	2,1030	87,838	1.104,3	1.185,6	1,9246	43,774	1.103,4	1.184,4	1,8469
320	464,20	1.118,9	1.204,8	2,1271	92,650	1.118,4	1.204,1	1,9490	46,205	1.117,6	1.203,1	1,8716
360	488,07	1.132,9	1.223,3	2,1502	97,452	1.132,5	1.222,6	1,9722	48,624	1.131,9	1.221,8	1,8950
400	511,92	1.147,1	1.241,8	2,1722	102,25	1.146,7	1.241,3	1,9944	51,035	1.146,2	1.240,6	1,9174
440	535,77	1.161,3	1.260,4	2,1934	107,03	1.160,9	1.260,0	2,0156	53,441	1.160,5	1.259,4	1,9388
500	571,54	1.182,8	1.288,6	2,2237	114,21	1.182,6	1.288,2	2,0461	57,041	1.182,2	1.287,8	1,9693
600	631,14	1.219,4	1.336,2	2,2709	126,15	1.219,2	1.335,9	2,0933	63,029	1.219,0	1.335,6	2,0167
700	690,73	1.256,8	1.384,6	2,3146	138,09	1.256,7	1.384,4	2,1371	69,007	1.256,5	1.384,2	2,0605
800	750,31	1.295,1	1.433,9	2,3553	150,02	1.294,9	1.433,7	2,1778	74,980	1.294,8	1.433,5	2,1013
1.000	869,47	1.374,2	1.535,1	2,4299	173,86	1.374,2	1.535,0	2,2524	86,913	1.374,1	1.534,9	2,1760
1.200	988,62	1.457,1	1.640,0	2,4972	197,70	1.457,0	1.640,0	2,3198	98,840	1.457,0	1.639,9	2,2433
1.400	1.107,8	1.543,7	1.748,7	2,5590	221,54	1.543,7	1.748,7	2,3816	110,762	1.543,6	1.748,6	2,3052
	***P* = 15 psia (212,99 °F)**				***P* = 20 psia (227,92 °F)**				***P* = 40 psia (267,22 °F)**			
Sat.	26,297	1.077,7	1.150,7	1,7549	20,093	1.081,8	1.156,2	1,7319	10,501	1.092,1	1.169,8	1,6766
240	27,429	1.087,8	1.163,9	1,7742	20,478	1.086,5	1.162,3	1,7406				
280	29,085	1.102,4	1.183,2	1,8010	21,739	1.101,4	1.181,9	1,7679	10,713	1.097,3	1.176,6	1,6858
320	30,722	1.116,9	1.202,2	1,8260	22,980	1.116,1	1.201,2	1,7933	11,363	1.112,9	1.197,1	1,7128
360	32,348	1.131,3	1.221,1	1,8496	24,209	1.130,7	1.220,2	1,8171	11,999	1.128,1	1.216,9	1,7376
400	33,965	1.145,7	1.239,9	1,8721	25,429	1.145,1	1.239,3	1,8398	12,625	1.143,1	1.236,5	1,7610
440	35,576	1.160,1	1.258,8	1,8936	26,644	1.159,7	1.258,3	1,8614	13,244	1.157,9	1.256,0	1,7831
500	37,986	1.181,9	1.287,3	1,9243	28,458	1.181,6	1.286,9	1,8922	14,165	1.180,2	1.285,0	1,8143
600	41,988	1.218,7	1.335,3	1,9718	31,467	1.218,5	1.334,9	1,9398	15,686	1.217,5	1.333,6	1,8625
700	45,981	1.256,3	1.383,9	2,0156	34,467	1.256,1	1.383,7	1,9837	17,197	1.255,3	1.382,6	1,9067
800	49,967	1.294,6	1.433,3	2,0565	37,461	1.294,5	1.433,1	2,0247	18,702	1.293,9	1.432,3	1,9478
1.000	57,930	1.374,0	1.534,8	2,1312	43,438	1.373,8	1.534,6	2,0994	21,700	1.373,4	1.534,1	2,0227
1.200	65,885	1.456,9	1.639,8	2,1986	49,407	1.456,8	1.639,7	2,1668	24,691	1.456,5	1.639,3	2,0902
1.400	73,836	1.543,6	1.748,5	2,2604	55,373	1.543,5	1.748,4	2,2287	27,678	1.543,3	1.748,1	2,1522
1.600	81,784	1.634,0	1.861,0	2,3178	61,335	1.633,9	1.860,9	2,2861	30,662	1.633,7	1.860,7	2,2096
	***P* = 60 psia (292,69 °F)**				***P* = 80 psia (312,02 °F)**				***P* = 100 psia (327,81 °F)**			
Sat.	7,1766	1.098,1	1.177,8	1,6442	5,4733	1.102,3	1.183,4	1,6212	4,4327	1.105,5	1.187,5	1,6032
320	7,4863	1.109,6	1.192,7	1,6636	5,5440	1.105,9	1.187,9	1,6271				
360	7,9259	1.125,5	1.213,5	1,6897	5,8876	1.122,7	1.209,9	1,6545	4,6628	1.119,8	1.206,1	1,6263
400	8,3548	1.140,9	1.233,7	1,7138	6,2187	1.138,7	1.230,8	1,6794	4,9359	1.136,4	1.227,8	1,6521
440	8,7766	1.156,1	1.253,6	1,7364	6,5420	1.154,3	1.251,2	1,7026	5,2006	1.152,4	1.248,7	1,6759
500	9,4005	1.178,8	1.283,1	1,7682	7,0177	1.177,3	1.281,2	1,7350	5,5876	1.175,9	1.279,3	1,7088
600	10,4256	1.216,5	1.332,2	1,8168	7,7951	1.215,4	1.330,8	1,7841	6,2167	1.214,4	1.329,4	1,7586
700	11,4401	1.254,5	1.381,6	1,8613	8,5616	1.253,8	1.380,5	1,8289	6,8344	1.253,0	1.379,5	1,8037
800	12,4484	1.293,3	1.431,5	1,9026	9,3218	1.292,6	1.430,6	1,8704	7,4457	1.292,0	1.429,8	1,8453
1.000	14,4543	1.373,0	1.533,5	1,9777	10,8313	1.372,6	1.532,9	1,9457	8,6575	1.372,2	1.532,4	1,9208
1.200	16,4525	1.456,2	1.638,9	2,0454	12,3331	1.455,9	1.638,5	2,0135	9,8615	1.455,6	1.638,1	1,9887
1.400	18,4464	1.543,0	1.747,8	2,1073	13,8306	1.542,8	1.747,5	2,0755	11,0612	1.542,6	1.747,2	2,0508
1.600	20,438	1.633,5	1.860,5	2,1648	15,3257	1.633,3	1.860,2	2,1330	12,2584	1.633,2	1.860,0	2,1083
1.800	22,428	1.727,6	1.976,6	2,2187	16,8192	1.727,5	1.976,5	2,1869	13,4541	1.727,3	1.976,3	2,1622
2.000	24,417	1.825,2	2.096,3	2,2694	18,3117	1.825,0	2.096,1	2,2376	14,6487	1.824,9	2.096,0	2,2130

*A temperatura entre parênteses é a temperatura de saturação à pressão especificada.
† Propriedades do vapor saturado à pressão especificada.

TABELA A–6E

Água, vapor superaquecido (*conclusão*)

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	P = 120 psia (341,25 °F)				*P* = 140 psia (353,03 °F)				*P* = 160 psia (363,54 °F)			
Sat.	3,7289	1.107,9	1.190,8	1,5883	3,2202	1.109,9	1.193,4	1,5757	2,8347	1.111,6	1.195,5	1,5647
360	3,8446	1.116,7	1.202,1	1,6023	3,2584	1.113,4	1.197,8	1,5811				
400	4,0799	1.134,0	1.224,6	1,6292	3,4676	1.131,5	1.221,4	1,6092	3,0076	1.129,0	1.218,0	1,5914
450	4,3613	1.154,5	1.251,4	1,6594	3,7147	1.152,6	1.248,9	1,6403	3,2293	1.150,7	1.246,3	1,6234
500	4,6340	1.174,4	1.277,3	1,6872	3,9525	1.172,9	1.275,3	1,6686	3,4412	1.171,4	1.273,2	1,6522
550	4,9010	1.193,9	1.302,8	1,7131	4,1845	1.192,7	1.301,1	1,6948	3,6469	1.191,4	1.299,4	1,6788
600	5,1642	1.213,4	1.328,0	1,7375	4,4124	1.212,3	1.326,6	1,7195	3,8484	1.211,3	1.325,2	1,7037
700	5,6829	1.252,2	1.378,4	1,7829	4,8604	1.251,4	1.377,3	1,7652	4,2434	1.250,6	1.376,3	1,7498
800	6,1950	1.291,4	1.429,0	1,8247	5,3017	1.290,8	1.428,1	1,8072	4,6316	1.290,2	1.427,3	1,7920
1.000	7,2083	1.371,7	1.531,8	1,9005	6,1732	1.371,3	1.531,3	1,8832	5,3968	1.370,9	1.530,7	1,8682
1.200	8,2137	1.455,3	1.637,7	1,9684	7,0367	1.455,0	1.637,3	1,9512	6,1540	1.454,7	1.636,9	1,9363
1.400	9,2149	1.542,3	1.746,9	2,0305	7,8961	1.542,1	1.746,6	2,0134	6,9070	1.541,8	1.746,3	1,9986
1.600	10,2135	1.633,0	1.859,8	2,0881	8,7529	1.632,8	1.859,5	2,0711	7,6574	1.632,6	1.859,3	2,0563
1.800	11,2106	1.727,2	1.976,1	2,1420	9,6082	1.727,0	1.975,9	2,1250	8,4063	1.726,9	1.975,7	2,1102
2.000	12,2067	1.824,8	2.095,8	2,1928	10,4624	1.824,6	2.095,7	2,1758	9,1542	1.824,5	2.095,5	2,1610
	P = 180 psia (373,07 °F)				*P* = 200 psia (381,80 °F)				*P* = 225 psia (391,80 °F)			
Sat.	2,5322	1.113,0	1.197,3	1,5548	2,2882	1.114,1	1.198,8	1,5460	2,0423	1.115,3	1.200,3	1,5360
400	2,6490	1.126,3	1.214,5	1,5752	2,3615	1.123,5	1.210,9	1,5602	2,0728	1.119,7	1.206,0	1,5427
450	2,8514	1.148,7	1.243,7	1,6082	2,5488	1.146,7	1.241,0	1,5943	2,2457	1.144,1	1.237,6	1,5783
500	3,0433	1.169,8	1.271,2	1,6376	2,7247	1.168,2	1.269,0	1,6243	2,4059	1.166,2	1.266,3	1,6091
550	3,2286	1.190,2	1.297,7	1,6646	2,8939	1.188,9	1.296,0	1,6516	2,5590	1.187,2	1.293,8	1,6370
600	3,4097	1.210,2	1.323,8	1,6897	3,0586	1.209,1	1.322,3	1,6771	2,7075	1.207,7	1.320,5	1,6628
700	3,7635	1.249,8	1.375,2	1,7361	3,3796	1.249,0	1.374,1	1,7238	2,9956	1.248,0	1.372,7	1,7099
800	4,1104	1.289,5	1.426,5	1,7785	3,6934	1.288,9	1.425,6	1,7664	3,2765	1.288,1	1.424,5	1,7528
900	4,4531	1.329,7	1.478,0	1,8179	4,0031	1.329,2	1.477,3	1,8059	3,5530	1.328,5	1.476,5	1,7925
1.000	4,7929	1.370,5	1.530,1	1,8549	4,3099	1.370,1	1.529,6	1,8430	3,8268	1.369,5	1.528,9	1,8296
1.200	5,4674	1.454,3	1.636,5	1,9231	4,9182	1.454,0	1.636,1	1,9113	4,3689	1.453,6	1.635,6	1,8981
1.400	6,1377	1.541,6	1.746,0	1,9855	5,5222	1.541,4	1.745,7	1,9737	4,9068	1.541,1	1.745,4	1,9606
1.600	6,8054	1.632,4	1.859,1	2,0432	6,1238	1.632,2	1.858,8	2,0315	5,4422	1.632,0	1.858,6	2,0184
1.800	7,4716	1.726,7	1.975,6	2,0971	6,7238	1.726,5	1.975,4	2,0855	5,9760	1.726,4	1.975,2	2,0724
2.000	8,1367	1.824,4	2.095,4	2,1479	7,3227	1.824,3	2.095,3	2,1363	6,5087	1.824,1	2.095,1	2,1232
	P = 250 psia (400,97 °F)				*P* = 275 psia (409,45 °F)				*P* = 300 psia (417,35 °F)			
Sat.	1,8440	1.116,3	1.201,6	1,5270	1,6806	1.117,0	1.202,6	1,5187	1,5435	1.117,7	1.203,3	1,5111
450	2,0027	1.141,3	1.234,0	1,5636	1,8034	1.138,5	1.230,3	1,5499	1,6369	1.135,6	1.226,4	1,5369
500	2,1506	1.164,1	1.263,6	1,5953	1,9415	1.162,0	1.260,8	1,5825	1,7670	1.159,8	1.257,9	1,5706
550	2,2910	1.185,6	1.291,5	1,6237	2,0715	1.183,9	1.289,3	1,6115	1,8885	1.182,1	1.287,0	1,6001
600	2,4264	1.206,3	1.318,6	1,6499	2,1964	1.204,9	1.316,7	1,6380	2,0046	1.203,5	1.314,8	1,6270
650	2,5586	1.226,8	1.345,1	1,6743	2,3179	1.225,6	1.343,5	1,6627	2,1172	1.224,4	1.341,9	1,6520
700	2,6883	1.247,0	1.371,4	1,6974	2,4369	1.246,0	1.370,0	1,6860	2,2273	1.244,9	1.368,6	1,6755
800	2,9429	1.287,3	1.423,5	1,7406	2,6699	1.286,5	1.422,4	1,7294	2,4424	1.285,7	1.421,3	1,7192
900	3,1930	1.327,9	1.475,6	1,7804	2,8984	1.327,3	1.474,8	1,7694	2,6529	1.326,6	1.473,9	1,7593
1.000	3,4403	1.369,0	1.528,2	1,8177	3,1241	1.368,5	1.527,4	1,8068	2,8605	1.367,9	1.526,7	1,7968
1.200	3,9295	1.453,3	1.635,0	1,8863	3,5700	1.452,9	1.634,5	1,8755	3,2704	1.452,5	1.634,0	1,8657
1.400	4,4144	1.540,8	1.745,0	1,9488	4,0116	1.540,5	1.744,6	1,9381	3,6759	1.540,2	1.744,2	1,9284
1.600	4,8969	1.631,7	1.858,3	2,0066	4,4507	1.631,5	1.858,0	1,9960	4,0789	1.631,3	1.857,7	1,9863
1.800	5,3777	1.726,2	1.974,9	2,0607	4,8882	1.726,0	1.974,7	2,0501	4,4803	1.725,8	1.974,5	2,0404
2.000	5,8575	1.823,9	2.094,9	2,1116	5,3247	1.823,8	2.094,7	2,1010	4,8807	1.823,6	2.094,6	2,0913

TABELA A–6E

Água, vapor superaquecido (*continuação*)

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	***P* = 350 psia (431,74 °F)**				***P* = 400 psia (444,62 °F)**				***P* = 450 psia (456,31 °F)**			
Sat.	1,3263	1.118,5	1.204,4	1,4973	1,1617	1.119,0	1.205,0	1,4852	1,0324	1.119,2	1.205,2	1,4742
450	1,3739	1.129,3	1.218,3	1,5128	1,1747	1.122,5	1.209,4	1,4901				
500	1,4921	1.155,2	1.251,9	1,5487	1,2851	1.150,4	1.245,6	1,5288	1,1233	1.145,4	1.238,9	1,5103
550	1,6004	1.178,6	1.282,2	1,5795	1,3840	1.174,9	1.277,3	1,5610	1,2152	1.171,1	1.272,3	1,5441
600	1,7030	1.200,6	1.310,9	1,6073	1,4765	1.197,6	1.306,9	1,5897	1,3001	1.194,6	1.302,8	1,5737
650	1,8018	1.221,9	1.338,6	1,6328	1,5650	1.219,4	1.335,3	1,6158	1,3807	1.216,9	1.331,9	1,6005
700	1,8979	1.242,8	1.365,8	1,6567	1,6507	1.240,7	1.362,9	1,6401	1,4584	1.238,5	1.360,0	1,6253
800	2,0848	1.284,1	1.419,1	1,7009	1,8166	1.282,5	1.417,0	1,6849	1,6080	1.280,8	1.414,7	1,6706
900	2,2671	1.325,3	1.472,2	1,7414	1,9777	1.324,0	1.470,4	1,7257	1,7526	1.322,7	1.468,6	1,7117
1.000	2,4464	1.366,9	1.525,3	1,7791	2,1358	1.365,8	1.523,9	1,7636	1,8942	1.364,7	1.522,4	1,7499
1.200	2,7996	1.451,7	1.633,0	1,8483	2,4465	1.450,9	1.632,0	1,8331	2,1718	1.450,1	1.631,0	1,8196
1.400	3,1484	1.539,6	1.743,5	1,9111	2,7527	1.539,0	1.742,7	1,8960	2,4450	1.538,4	1.742,0	1,8827
1.600	3,4947	1.630,8	1.857,1	1,9691	3,0565	1.630,3	1.856,5	1,9541	2,7157	1.629,8	1.856,0	1,9409
1.800	3,8394	1.725,4	1.974,0	2,0233	3,3586	1.725,0	1.973,6	2,0084	2,9847	1.724,6	1.973,2	1,9952
2.000	4,1830	1.823,3	2.094,2	2,0742	3,6597	1.823,0	2.093,9	2,0594	3,2527	1.822,6	2.093,5	2,0462
	***P* = 500 psia (467,04 °F)**				***P* = 600 psia (486,24 °F)**				***P* = 700 psia (503,13 °F)**			
Sat.	0,92815	1.119,1	1.205,0	1,4642	0,77020	1.118,3	1.203,9	1,4463	0,65589	1.116,9	1.201,9	1,4305
500	0,99304	1.140,1	1.231,9	1,4928	0,79526	1.128,2	1.216,5	1,4596				
550	1,07974	1.167,1	1.267,0	1,5284	0,87542	1.158,7	1.255,9	1,4996	0,72799	1.149,5	1.243,8	1,4730
600	1,15876	1.191,4	1.298,6	1,5590	0,94605	1.184,9	1.289,9	1,5325	0,79332	1.177,9	1.280,7	1,5087
650	1,23312	1.214,3	1.328,4	1,5865	1,01133	1.209,0	1.321,3	1,5614	0,85242	1.203,4	1.313,8	1,5393
700	1,30440	1.236,4	1.357,0	1,6117	1,07316	1.231,9	1.351,0	1,5877	0,90769	1.227,2	1.344,8	1,5666
800	1,44097	1.279,2	1.412,5	1,6576	1,19038	1.275,8	1.408,0	1,6348	1,01125	1.272,4	1.403,4	1,6150
900	1,57252	1.321,4	1.466,9	1,6992	1,30230	1.318,7	1.463,3	1,6771	1,10921	1.316,0	1.459,7	1,6581
1.000	1,70094	1.363,6	1.521,0	1,7376	1,41097	1.361,4	1.518,1	1,7160	1,20381	1.359,2	1.515,2	1,6974
1.100	1,82726	1.406,2	1.575,3	1,7735	1,51749	1.404,4	1.572,9	1,7522	1,29621	1.402,5	1.570,4	1,7341
1.200	1,95211	1.449,4	1.630,0	1,8075	1,62252	1.447,8	1.627,9	1,7865	1,38709	1.446,2	1.625,9	1,7685
1.400	2,1988	1.537,8	1.741,2	1,8708	1,82957	1.536,6	1.739,7	1,8501	1,56580	1.535,4	1.738,2	1,8324
1.600	2,4430	1.629,4	1.855,4	1,9291	2,0340	1.628,4	1.854,2	1,9085	1,74192	1.627,5	1.853,1	1,8911
1.800	2,6856	1.724,2	1.972,7	1,9834	2,2369	1.723,4	1.971,8	1,9630	1,91643	1.722,7	1.970,9	1,9457
2.000	2,9271	1.822,3	2.093,1	2,0345	2,4387	1.821,7	2.092,4	2,0141	2,08987	1.821,0	2.091,7	1,9969
	***P* = 800 psia (518,27 °F)**				***P* = 1.000 psia (544,65 °F)**				***P* = 1.250 psia (572,45 °F)**			
Sat.	0,56920	1.115,0	1.199,3	1,4162	0,44604	1.110,1	1.192,6	1,3906	0,34549	1.102,0	1.181,9	1,3623
550	0,61586	1.139,4	1.230,5	1,4476	0,45375	1.115,2	1.199,2	1,3972				
600	0,67799	1.170,5	1.270,9	1,4866	0,51431	1.154,1	1.249,3	1,4457	0,37894	1.129,5	1.217,2	1,3961
650	0,73279	1.197,6	1.306,0	1,5191	0,56411	1.185,1	1.289,5	1,4827	0,42703	1.167,5	1.266,3	1,4414
700	0,78330	1.222,4	1.338,4	1,5476	0,60844	1.212,4	1.325,0	1,5140	0,46735	1.198,7	1.306,8	1,4771
750	0,83102	1.246,0	1.369,1	1,5735	0,64944	1.237,6	1.357,8	1,5418	0,50344	1.226,4	1.342,9	1,5076
800	0,87678	1.268,9	1.398,7	1,5975	0,68821	1.261,7	1.389,0	1,5670	0,53687	1.252,2	1.376,4	1,5347
900	0,96434	1.313,3	1.456,0	1,6413	0,76136	1.307,7	1.448,6	1,6126	0,59876	1.300,5	1.439,0	1,5826
1.000	1,04841	1.357,0	1.512,2	1,6812	0,83078	1.352,5	1.506,2	1,6535	0,65656	1.346,7	1.498,6	1,6249
1.100	1,13024	1.400,7	1.568,0	1,7181	0,89783	1.396,9	1.563,1	1,6911	0,71184	1.392,2	1.556,8	1,6635
1.200	1,21051	1.444,6	1.623,8	1,7528	0,96327	1.441,4	1.619,7	1,7263	0,76545	1.437,4	1.614,5	1,6993
1.400	1,36797	1.534,2	1.736,7	1,8170	1,09101	1.531,8	1.733,7	1,7911	0,86944	1.528,7	1.729,8	1,7649
1.600	1,52283	1.626,5	1.851,9	1,8759	1,21610	1.624,6	1.849,6	1,8504	0,97072	1.622,2	1.846,7	1,8246
1.800	1,67606	1.721,9	1.970,0	1,9306	1,33956	1.720,3	1.968,2	1,9053	1,07036	1.718,4	1.966,0	1,8799
2.000	1,82823	1.820,4	2.091,0	1,9819	1,46194	1.819,1	2.089,6	1,9568	1,16892	1.817,5	2.087,9	1,9315

TABELA A–6E

Água, vapor superaquecido (*conclusão*)

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	P = 1.500 psia (596,26 °F)				*P* = 1.750 psia (617,17 °F)				*P* = 2.000 psia (635,85 °F)			
Sat.	0,27695	1.092,1	1.169,0	1,3362	0,22681	1.080,5	1.153,9	1,3112	0,18815	1.066,8	1.136,4	1,2863
600	0,28189	1.097,2	1.175,4	1,3423								
650	0,33310	1.147,2	1.239,7	1,4016	0,26292	1.122,8	1.207,9	1,3607	0,20586	1.091,4	1.167,6	1,3146
700	0,37198	1.183,6	1.286,9	1,4433	0,30252	1.166,8	1.264,7	1,4108	0,24894	1.147,6	1.239,8	1,3783
750	0,40535	1.214,4	1.326,9	1,4771	0,33455	1.201,5	1.309,8	1,4489	0,28074	1.187,4	1.291,3	1,4218
800	0,43550	1.242,2	1.363,1	1,5064	0,36266	1.231,7	1.349,1	1,4807	0,30763	1.220,5	1.334,3	1,4567
850	0,46356	1.268,2	1.396,9	1,5328	0,38835	1.259,3	1.385,1	1,5088	0,33169	1.250,0	1.372,8	1,4867
900	0,49015	1.293,1	1.429,2	1,5569	0,41238	1.285,4	1.419,0	1,5341	0,35390	1.277,5	1.408,5	1,5134
1.000	0,54031	1.340,9	1.490,8	1,6007	0,45719	1.334,9	1.482,9	1,5796	0,39479	1.328,7	1.474,9	1,5606
1.100	0,58781	1.387,3	1.550,5	1,6402	0,49917	1.382,4	1.544,1	1,6201	0,43266	1.377,5	1.537,6	1,6021
1.200	0,63355	1.433,3	1.609,2	1,6767	0,53932	1.429,2	1.603,9	1,6572	0,46864	1.425,1	1.598,5	1,6400
1.400	0,72172	1.525,7	1.726,0	1,7432	0,61621	1.522,6	1.722,1	1,7245	0,53708	1.519,5	1.718,3	1,7081
1.600	0,80714	1.619,8	1.843,8	1,8033	0,69031	1.617,4	1.840,9	1,7852	0,60269	1.615,0	1.838,0	1,7693
1.800	0,89090	1.716,4	1.963,7	1,8589	0,76273	1.714,5	1.961,5	1,8410	0,66660	1.712,5	1.959,2	1,8255
2.000	0,97358	1.815,9	2.086,1	1,9108	0,83406	1.814,2	2.084,3	1,8931	0,72942	1.812,6	2.082,6	1,8778
	P = 2.500 psia (668,17 °F)				*P* = 3.000 psia (695,41 °F)				*P* = 3.500 psia			
Sat.	0,13076	1.031,2	1.091,7	1,2330	0,08460	969,8	1.016,8	1,1587				
650									0,02492	663,7	679,9	0,8632
700	0,16849	1.098,4	1.176,3	1,3072	0,09838	1.005,3	1.059,9	1,1960	0,03065	760,0	779,9	0,9511
750	0,20327	1.154,9	1.249,0	1,3686	0,14840	1.114,1	1.196,5	1,3118	0,10460	1.057,6	1.125,4	1,2434
800	0,22949	1.195,9	1.302,0	1,4116	0,17601	1.167,5	1.265,3	1,3676	0,13639	1.134,3	1.222,6	1,3224
850	0,25174	1.230,1	1.346,6	1,4463	0,19771	1.208,2	1.317,9	1,4086	0,15847	1.183,8	1.286,5	1,3721
900	0,27165	1.260,7	1.386,4	1,4761	0,21640	1.242,8	1.362,9	1,4423	0,17659	1.223,4	1.337,8	1,4106
950	0,29001	1.289,1	1.423,3	1,5028	0,23321	1.273,9	1.403,3	1,4716	0,19245	1.257,8	1.382,4	1,4428
1.000	0,30726	1.316,1	1.458,2	1,5271	0,24876	1.302,8	1.440,9	1,4978	0,20687	1.289,0	1.423,0	1,4711
1.100	0,33949	1.367,3	1.524,4	1,5710	0,27732	1.356,8	1.510,8	1,5441	0,23289	1.346,1	1.496,9	1,5201
1.200	0,36966	1.416,6	1.587,6	1,6103	0,30367	1.408,0	1.576,6	1,5850	0,25654	1.399,3	1.565,4	1,5627
1.400	0,42631	1.513,3	1.710,5	1,6802	0,35249	1.507,0	1.702,7	1,6567	0,29978	1.500,7	1.694,8	1,6364
1.600	0,48004	1.610,1	1.832,2	1,7424	0,39830	1.605,3	1.826,4	1,7199	0,33994	1.600,4	1.820,5	1,7006
1.800	0,53205	1.708,6	1.954,8	1,7991	0,44237	1.704,7	1.950,3	1,7773	0,37833	1.700,8	1.945,8	1,7586
2.000	0,58295	1.809,4	2.079,1	1,8518	0,48532	1.806,1	2.075,6	1,8304	0,41561	1.802,9	2.072,1	1,8121
	P = 4.000 psia				*P* = 5.000 psia				*P* = 6.000 psia			
650	0,02448	657,9	676,1	0,8577	0,02379	648,3	670,3	0,8485	0,02325	640,3	666,1	0,8408
700	0,02871	742,3	763,6	0,9347	0,02678	721,8	746,6	0,9156	0,02564	708,1	736,5	0,9028
750	0,06370	962,1	1.009,2	1,1410	0,03373	821,8	853,0	1,0054	0,02981	788,7	821,8	0,9747
800	0,10520	1.094,2	1.172,1	1,2734	0,05937	986,9	1.041,8	1,1581	0,03949	897,1	941,0	1,0711
850	0,12848	1.156,7	1.251,8	1,3355	0,08551	1.092,4	1.171,5	1,2593	0,05815	1.018,6	1.083,1	1,1819
900	0,14647	1.202,5	1.310,9	1,3799	0,10390	1.155,9	1.252,1	1,3198	0,07584	1.103,5	1.187,7	1,2603
950	0,16176	1.240,7	1.360,5	1,4157	0,11863	1.203,9	1.313,6	1,3643	0,09010	1.163,7	1.263,7	1,3153
1.000	0,17538	1.274,6	1.404,4	1,4463	0,13128	1.244,0	1.365,5	1,4004	0,10208	1.211,4	1.324,7	1,3578
1.100	0,19957	1.335,1	1.482,8	1,4983	0,15298	1.312,2	1.453,8	1,4590	0,12211	1.288,4	1.424,0	1,4237
1.200	0,22121	1.390,3	1.554,1	1,5426	0,17185	1.372,1	1.531,1	1,5070	0,13911	1.353,4	1.507,8	1,4758
1.300	0,24128	1.443,0	1.621,6	1,5821	0,18902	1.427,8	1.602,7	1,5490	0,15434	1.412,5	1.583,8	1,5203
1.400	0,26028	1.494,3	1.687,0	1,6182	0,20508	1.481,4	1.671,1	1,5868	0,16841	1.468,4	1.655,4	1,5598
1.600	0,29620	1.595,5	1.814,7	1,6835	0,23505	1.585,6	1.803,1	1,6542	0,19438	1.575,7	1.791,5	1,6294
1.800	0,33033	1.696,8	1.941,4	1,7422	0,26320	1.689,0	1.932,5	1,7142	0,21853	1.681,1	1.923,7	1,6907
2.000	0,36335	1.799,7	2.068,6	1,7961	0,29023	1.793,2	2.061,7	1,7689	0,24155	1.786,7	2.054,9	1,7463

TABELA A–7E

Água, líquido comprimido

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	P = 500 psia (467,04 °F)				*P* = 1.000 psia (544,65 °F)				*P* = 1.500 psia (596,26 °F)			
Sat.	0,019750	447,68	449,51	0,64900	0,021595	538,58	542,57	0,74341	0,023456	605,07	611,58	0,80836
32	0,015994	0,01	1,49	0,00001	0,015966	0,03	2,99	0,00005	0,015939	0,05	4,48	0,00008
50	0,015998	18,03	19,51	0,03601	0,015972	17,99	20,95	0,03593	0,015946	17,95	22,38	0,03584
100	0,016107	67,86	69,35	0,12930	0,016083	67,69	70,67	0,12899	0,016059	67,53	71,98	0,12869
150	0,016317	117,70	119,21	0,21462	0,016292	117,42	120,43	0,21416	0,016267	117,14	121,66	0,21369
200	0,016607	167,70	169,24	0,29349	0,016580	167,31	170,38	0,29289	0,016553	166,92	171,52	0,29229
250	0,016972	218,04	219,61	0,36708	0,016941	217,51	220,65	0,36634	0,016911	217,00	221,69	0,36560
300	0,017417	268,92	270,53	0,43641	0,017380	268,24	271,46	0,43551	0,017345	267,57	272,39	0,43463
350	0,017954	320,64	322,30	0,50240	0,017910	319,77	323,08	0,50132	0,017866	318,91	323,87	0,50025
400	0,018609	373,61	375,33	0,56595	0,018552	372,48	375,91	0,56463	0,018496	371,37	376,51	0,56333
450	0,019425	428,44	430,24	0,62802	0,019347	426,93	430,51	0,62635	0,019271	425,47	430,82	0,62472
500					0,020368	484,03	487,80	0,68764	0,020258	482,01	487,63	0,68550
550									0,021595	542,50	548,50	0,74731
	P = 2.000 psia (635,85 °F)				*P* = 3.000 psia (695,41 °F)				*P* = 5.000 psia			
Sat.	0,025634	662,33	671,82	0,86224	0,034335	783,39	802,45	0,97321				
32	0,015912	0,07	5,96	0,00010	0,015859	0,10	8,90	0,00011	0,015756	0,13	14,71	0,00002
50	0,015921	17,91	23,80	0,03574	0,015870	17,83	26,64	0,03554	0,015773	17,65	32,25	0,03505
100	0,016035	67,36	73,30	0,12838	0,015988	67,04	75,91	0,12776	0,015897	66,41	81,12	0,12652
200	0,016527	166,54	172,66	0,29170	0,016475	165,79	174,94	0,29053	0,016375	164,36	179,51	0,28824
300	0,017310	266,92	273,33	0,43376	0,017242	265,65	275,22	0,43204	0,017112	263,24	279,07	0,42874
400	0,018442	370,30	377,12	0,56205	0,018338	368,22	378,41	0,55959	0,018145	364,35	381,14	0,55492
450	0,019199	424,06	431,16	0,62314	0,019062	421,36	431,94	0,62010	0,018812	416,40	433,80	0,61445
500	0,020154	480,08	487,54	0,68346	0,019960	476,45	487,53	0,67958	0,019620	469,94	488,10	0,67254
560	0,021739	552,21	560,26	0,75692	0,021405	546,59	558,47	0,75126	0,020862	537,08	556,38	0,74154
600	0,023317	605,77	614,40	0,80898	0,022759	597,42	610,06	0,80086	0,021943	584,42	604,72	0,78803
640					0,024765	654,52	668,27	0,85476	0,023358	634,95	656,56	0,83603
680					0,028821	728,63	744,64	0,92288	0,025366	690,67	714,14	0,88745
700									0,026777	721,78	746,56	0,91564

TABELA A–8E

Água, sólido-vapor saturados

Temp., T °F	Press. sat., P_{sat} psia	*Volume específico,* pé³/lbm		*Energia interna,* Btu/lbm			*Entalpia,* Btu/lbm			*Entropia,* Btu/lbm·R		
		Gelo sat., v_s	Vapor sat., v_v	Gelo sat., u_s	Subl., u_{sv}	Vapor sat., u_v	Gelo sat., h_s	Subl., h_{sv}	Vapor sat., h_v	Gelo sat., s_s	Subl., s_{sv}	Vapor sat., s_v
32,018	0,08871	0,01747	3.299,6	−143,34	1.164,2	1.020,9	−143,34	1.218,3	1.075,0	−0,29146	2,4779	2,1864
32	0,08864	0,01747	3.302,6	−143,35	1.164,2	1.020,9	−143,35	1.218,4	1.075,0	−0,29148	2,4779	2,1865
30	0,08086	0,01747	3.605,8	−144,35	1.164,6	1.020,2	−144,35	1.218,5	1.074,2	−0,29353	2,4883	2,1948
25	0,06405	0,01746	4.505,8	−146,85	1.165,4	1.018,6	−146,85	1.218,8	1.072,0	−0,29865	2,5146	2,2160
20	0,05049	0,01746	5.657,6	−149,32	1.166,2	1.016,9	−149,32	1.219,1	1.069,8	−0,30377	2,5414	2,2376
15	0,03960	0,01745	7.138,9	−151,76	1.167,0	1.015,2	−151,76	1.219,3	1.067,6	−0,30889	2,5687	2,2598
10	0,03089	0,01744	9.054,0	−154,18	1.167,8	1.013,6	−154,18	1.219,5	1.065,4	−0,31401	2,5965	2,2825
5	0,02397	0,01743	11.543	−156,57	1.168,5	1.011,9	−156,57	1.219,7	1.063,1	−0,31913	2,6248	2,3057
0	0,01850	0,01743	14.797	−158,94	1.169,2	1.010,3	−158,94	1.219,9	1.060,9	−0,32426	2,6537	2,3295
−5	0,01420	0,01742	19.075	−161,28	1.169,9	1.008,6	−161,28	1.220,0	1.058,7	−0,32938	2,6832	2,3538
−10	0,01083	0,01741	24.731	−163,60	1.170,6	1.007,0	−163,60	1.220,1	1.056,5	−0,33451	2,7133	2,3788
−15	0,00821	0,01740	32.257	−165,90	1.171,2	1.005,3	−165,90	1.220,2	1.054,3	−0,33964	2,7440	2,4044
−20	0,00619	0,01740	42.335	−168,16	1.171,8	1.003,6	−168,16	1.220,3	1.052,1	−0,34478	2,7754	2,4306
−25	0,00463	0,01739	55.917	−170,41	1.172,4	1.002,0	−170,41	1.220,3	1.049,9	−0,34991	2,8074	2,4575
−30	0,00344	0,01738	74.345	−172,63	1.173,0	1.000,3	−172,63	1.220,3	1.047,7	−0,35505	2,8401	2,4850
−35	0,00254	0,01738	99.526	−174,83	1.173,5	998,7	−174,83	1.220,3	1.045,5	−0,36019	2,8735	2,5133
−40	0,00186	0,01737	134.182	−177,00	1.174,0	997,0	−177,00	1.220,3	1.043,3	−0,36534	2,9076	2,5423

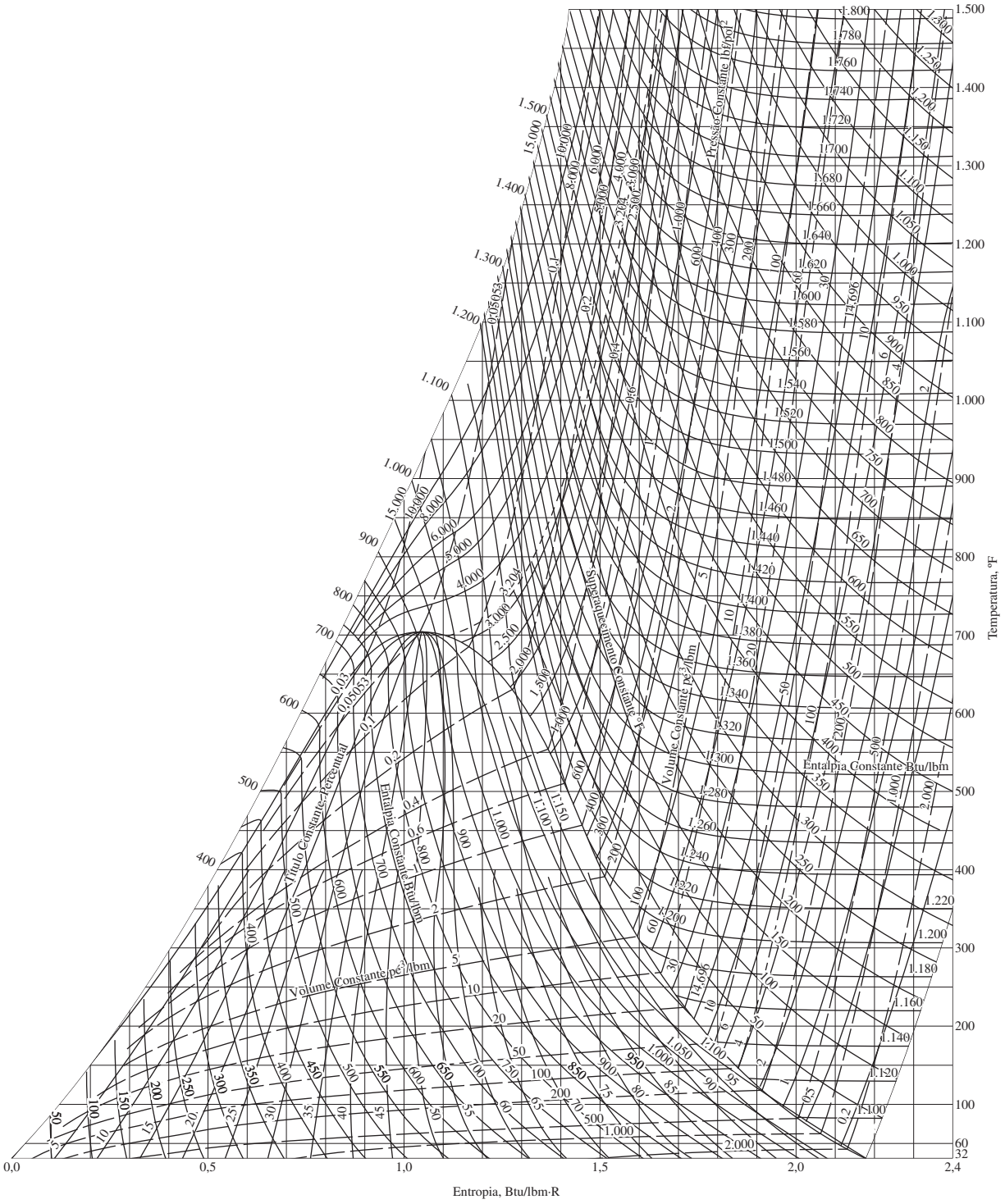


FIGURA A–9E Diagrama *T-s* da água.

Fonte: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill, e Joan G. Moore, *Steam Tables* (Nova York: John Wiley & Sons, 1969).

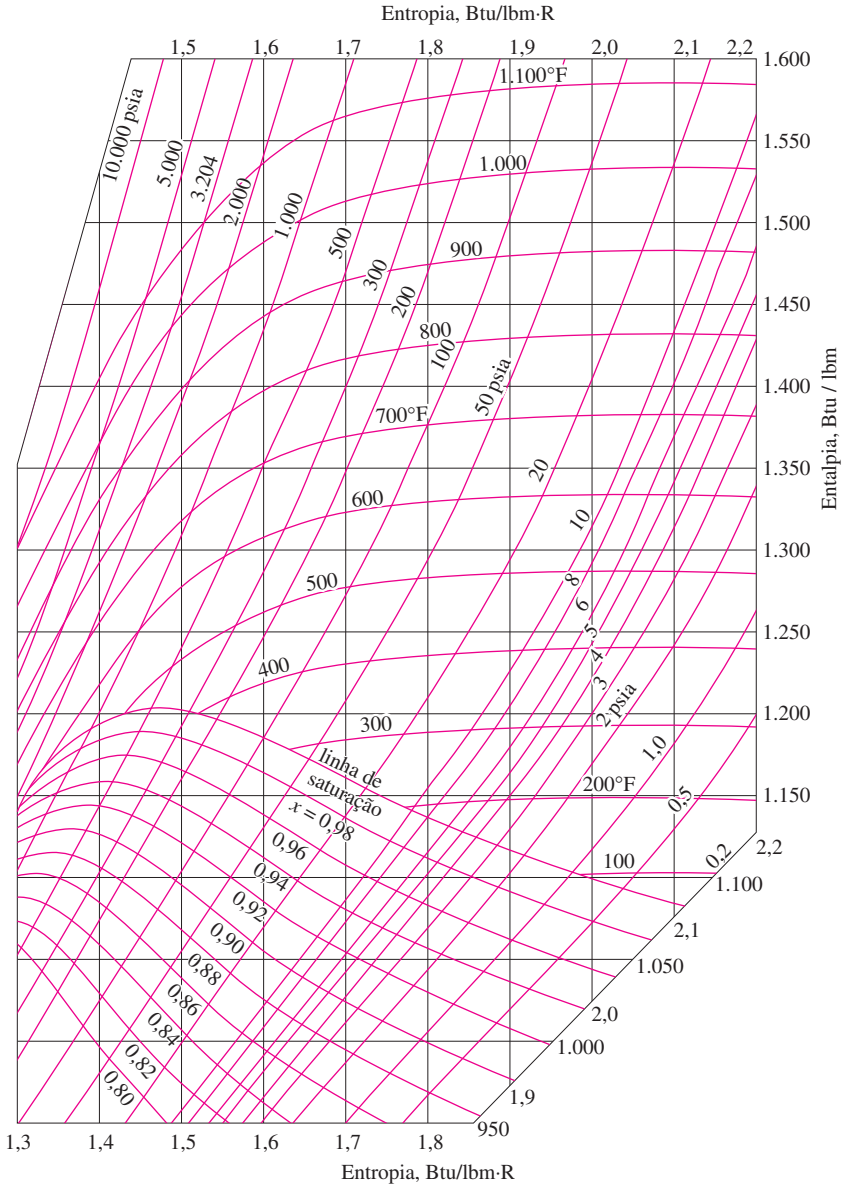


FIGURA A–10E Diagrama de Mollier para a água.

Fonte: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill, e Joan G. Moore, *Steam Tables* (Nova York: John Wiley & Sons, 1969).

TABELA A–11E

Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura

Temp., T °F	Press. sat., P_{sat} psia	Volume específico, pé³/lbm		Energia interna, Btu/lbm			Entalpia, Btu/lbm			Entropia, Btu/lbm·R		
		Líq. sat., v_l	Vapor sat., v_v	Líq. sat., u_l	Evap., u_{lv}	Vapor sat., u_v	Líq. sat., h_l	Evap., h_{lv}	Vapor sat., h_v	Líq. sat., s_l	Evap., s_{lv}	Vapor sat., s_v
−40	7,432	0,01130	5,7796	−0,016	89,167	89,15	0,000	97,100	97,10	0,00000	0,23135	0,23135
−35	8,581	0,01136	5,0509	1,484	88,352	89,84	1,502	96,354	97,86	0,00355	0,22687	0,23043
−30	9,869	0,01143	4,4300	2,990	87,532	90,52	3,011	95,601	98,61	0,00708	0,22248	0,22956
−25	11,306	0,01150	3,8988	4,502	86,706	91,21	4,526	94,839	99,36	0,01058	0,21817	0,22875
−20	12,906	0,01156	3,4426	6,019	85,874	91,89	6,047	94,068	100,12	0,01405	0,21394	0,22798
−15	14,680	0,01163	3,0494	7,543	85,036	92,58	7,574	93,288	100,86	0,01749	0,20978	0,22727
−10	16,642	0,01171	2,7091	9,073	84,191	93,26	9,109	92,498	101,61	0,02092	0,20569	0,22660
−5	18,806	0,01178	2,4137	10,609	83,339	93,95	10,650	91,698	102,35	0,02431	0,20166	0,22598
0	21,185	0,01185	2,1564	12,152	82,479	94,63	12,199	90,886	103,08	0,02769	0,19770	0,22539
5	23,793	0,01193	1,9316	13,702	81,610	95,31	13,755	90,062	103,82	0,03104	0,19380	0,22485
10	26,646	0,01201	1,7345	15,259	80,733	95,99	15,318	89,226	104,54	0,03438	0,18996	0,22434
15	29,759	0,01209	1,5612	16,823	79,846	96,67	16,889	88,377	105,27	0,03769	0,18617	0,22386
20	33,147	0,01217	1,4084	18,394	78,950	97,34	18,469	87,514	105,98	0,04098	0,18243	0,22341
25	36,826	0,01225	1,2732	19,973	78,043	98,02	20,056	86,636	106,69	0,04426	0,17874	0,22300
30	40,813	0,01234	1,1534	21,560	77,124	98,68	21,653	85,742	107,40	0,04752	0,17509	0,22260
35	45,124	0,01242	1,0470	23,154	76,195	99,35	23,258	84,833	108,09	0,05076	0,17148	0,22224
40	49,776	0,01251	0,95205	24,757	75,253	100,01	24,873	83,907	108,78	0,05398	0,16791	0,22189
45	54,787	0,01261	0,86727	26,369	74,298	100,67	26,497	82,963	109,46	0,05720	0,16437	0,22157
50	60,175	0,01270	0,79136	27,990	73,329	101,32	28,131	82,000	110,13	0,06039	0,16087	0,22127
55	65,957	0,01280	0,72323	29,619	72,346	101,97	29,775	81,017	110,79	0,06358	0,15740	0,22098
60	72,152	0,01290	0,66195	31,258	71,347	102,61	31,431	80,013	111,44	0,06675	0,15396	0,22070
65	78,780	0,01301	0,60671	32,908	70,333	103,24	33,097	78,988	112,09	0,06991	0,15053	0,22044
70	85,858	0,01312	0,55681	34,567	69,301	103,87	34,776	77,939	112,71	0,07306	0,14713	0,22019
75	93,408	0,01323	0,51165	36,237	68,251	104,49	36,466	76,866	113,33	0,07620	0,14375	0,21995
80	101,45	0,01334	0,47069	37,919	67,181	105,10	38,169	75,767	113,94	0,07934	0,14038	0,21972
85	110,00	0,01347	0,43348	39,612	66,091	105,70	39,886	74,641	114,53	0,08246	0,13703	0,21949
90	119,08	0,01359	0,39959	41,317	64,979	106,30	41,617	73,485	115,10	0,08559	0,13368	0,21926
95	128,72	0,01372	0,36869	43,036	63,844	106,88	43,363	72,299	115,66	0,08870	0,13033	0,21904
100	138,93	0,01386	0,34045	44,768	62,683	107,45	45,124	71,080	116,20	0,09182	0,12699	0,21881
105	149,73	0,01400	0,31460	46,514	61,496	108,01	46,902	69,825	116,73	0,09493	0,12365	0,21858
110	161,16	0,01415	0,29090	48,276	60,279	108,56	48,698	68,533	117,23	0,09804	0,12029	0,21834
115	173,23	0,01430	0,26913	50,054	59,031	109,08	50,512	67,200	117,71	0,10116	0,11693	0,21809
120	185,96	0,01446	0,24909	51,849	57,749	109,60	52,346	65,823	118,17	0,10428	0,11354	0,21782
130	213,53	0,01482	0,21356	55,495	55,071	110,57	56,080	62,924	119,00	0,11054	0,10670	0,21724
140	244,06	0,01521	0,18315	59,226	52,216	111,44	59,913	59,801	119,71	0,11684	0,09971	0,21655
150	277,79	0,01567	0,15692	63,059	49,144	112,20	63,864	56,405	120,27	0,12321	0,09251	0,21572
160	314,94	0,01619	0,13410	67,014	45,799	112,81	67,958	52,671	120,63	0,12970	0,08499	0,21469
170	355,80	0,01681	0,11405	71,126	42,097	113,22	72,233	48,499	120,73	0,13634	0,07701	0,21335
180	400,66	0,01759	0,09618	75,448	37,899	113,35	76,752	43,726	120,48	0,14323	0,06835	0,21158
190	449,90	0,01860	0,07990	80,082	32,950	113,03	81,631	38,053	119,68	0,15055	0,05857	0,20911
200	504,00	0,02009	0,06441	85,267	26,651	111,92	87,140	30,785	117,93	0,15867	0,04666	0,20533
210	563,76	0,02309	0,04722	91,986	16,498	108,48	94,395	19,015	113,41	0,16922	0,02839	0,19761

Fonte: As Tabs. A–11E até A–13E foram geradas usando o programa *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. A rotina utilizada nos cálculos é a R134a, que tem por base a equação fundamental do estado desenvolvida por R. Tillner-Roth e H.D. Baehr, em "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem, Ref. Data*, v. 23, N. 5, 1994. Os valores de entalpia e entropia do líquido saturado são definidos de zero a −40°C (e −40°F).

TABELA A–12E

Refrigerante-134a, líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

		Volume específico, pé³/lbm		*Energia interna*, Btu/lbm			*Entalpia*, Btu/lbm			*Entropia*, Btu/lbm·R		
Press., *P* psia	**Temp. sat., *T* °F**	**Líq. sat., v_l**	**Vapor sat., v_v**	**Líq. sat., u_l**	**Evap., u_{lv}**	**Vapor sat., u_v**	**Líq. sat., h_l**	**Evap., h_{lv}**	**Vapor sat., h_v**	**Líq. sat., s_l**	**Evap., s_{lv}**	**Vapor sat., s_v**
5	−53,09	0,01113	8,3785	−3,918	91,280	87,36	−3,907	99,022	95,11	−0,00945	0,24353	0,23408
10	−29,52	0,01144	4,3753	3,135	87,453	90,59	3,156	95,528	98,68	0,00742	0,22206	0,22948
15	−14,15	0,01165	2,9880	7,803	84,893	92,70	7,835	93,155	100,99	0,01808	0,20908	0,22715
20	−2,43	0,01182	2,2772	11,401	82,898	94,30	11,445	91,282	102,73	0,02605	0,19962	0,22567
25	7,17	0,01196	1,8429	14,377	81,231	95,61	14,432	89,701	104,13	0,03249	0,19213	0,22462
30	15,37	0,01209	1,5492	16,939	79,780	96,72	17,006	88,313	105,32	0,03793	0,18589	0,22383
35	22,57	0,01221	1,3369	19,205	78,485	97,69	19,284	87,064	106,35	0,04267	0,18053	0,22319
40	29,01	0,01232	1,1760	21,246	77,307	98,55	21,337	85,920	107,26	0,04688	0,17580	0,22268
45	34,86	0,01242	1,0497	23,110	76,221	99,33	23,214	84,858	108,07	0,05067	0,17158	0,22225
50	40,23	0,01252	0,94791	24,832	75,209	100,04	24,948	83,863	108,81	0,05413	0,16774	0,22188
55	45,20	0,01261	0,86400	26,435	74,258	100,69	26,564	82,924	109,49	0,05733	0,16423	0,22156
60	49,84	0,01270	0,79361	27,939	73,360	101,30	28,080	82,030	110,11	0,06029	0,16098	0,22127
65	54,20	0,01279	0,73370	29,357	72,505	101,86	29,510	81,176	110,69	0,06307	0,15796	0,22102
70	58,30	0,01287	0,68205	30,700	71,688	102,39	30,867	80,357	111,22	0,06567	0,15512	0,22080
75	62,19	0,01295	0,63706	31,979	70,905	102,88	32,159	79,567	111,73	0,06813	0,15245	0,22059
80	65,89	0,01303	0,59750	33,201	70,151	103,35	33,394	78,804	112,20	0,07047	0,14993	0,22040
85	69,41	0,01310	0,56244	34,371	69,424	103,79	34,577	78,064	112,64	0,07269	0,14753	0,22022
90	72,78	0,01318	0,53113	35,495	68,719	104,21	35,715	77,345	113,06	0,07481	0,14525	0,22006
95	76,02	0,01325	0,50301	36,578	68,035	104,61	36,811	76,645	113,46	0,07684	0,14307	0,21991
100	79,12	0,01332	0,47760	37,623	67,371	104,99	37,869	75,962	113,83	0,07879	0,14097	0,21976
110	85,00	0,01347	0,43347	39,612	66,091	105,70	39,886	74,641	114,53	0,08246	0,13703	0,21949
120	90,49	0,01360	0,39644	41,485	64,869	106,35	41,787	73,371	115,16	0,08589	0,13335	0,21924
130	95,64	0,01374	0,36491	43,258	63,696	106,95	43,589	72,144	115,73	0,08911	0,12990	0,21901
140	100,51	0,01387	0,33771	44,945	62,564	107,51	45,304	70,954	116,26	0,09214	0,12665	0,21879
150	105,12	0,01400	0,31401	46,556	61,467	108,02	46,945	69,795	116,74	0,09501	0,12357	0,21857
160	109,50	0,01413	0,29316	48,101	60,401	108,50	48,519	68,662	117,18	0,09774	0,12062	0,21836
170	113,69	0,01426	0,27466	49,586	59,362	108,95	50,035	67,553	117,59	0,10034	0,11781	0,21815
180	117,69	0,01439	0,25813	51,018	58,345	109,36	51,497	66,464	117,96	0,10284	0,11511	0,21795
190	121,53	0,01452	0,24327	52,402	57,349	109,75	52,912	65,392	118,30	0,10524	0,11250	0,21774
200	125,22	0,01464	0,22983	53,743	56,371	110,11	54,285	64,335	118,62	0,10754	0,10998	0,21753
220	132,21	0,01490	0,20645	56,310	54,458	110,77	56,917	62,256	119,17	0,11192	0,10517	0,21710
240	138,73	0,01516	0,18677	58,746	52,591	111,34	59,419	60,213	119,63	0,11603	0,10061	0,21665
260	144,85	0,01543	0,16996	61,071	50,757	111,83	61,813	58,192	120,00	0,11992	0,09625	0,21617
280	150,62	0,01570	0,15541	63,301	48,945	112,25	64,115	56,184	120,30	0,12362	0,09205	0,21567
300	156,09	0,01598	0,14266	65,452	47,143	112,60	66,339	54,176	120,52	0,12715	0,08797	0,21512
350	168,64	0,01672	0,11664	70,554	42,627	113,18	71,638	49,099	120,74	0,13542	0,07814	0,21356
400	179,86	0,01757	0,09642	75,385	37,963	113,35	76,686	43,798	120,48	0,14314	0,06848	0,21161
450	190,02	0,01860	0,07987	80,092	32,939	113,03	81,641	38,041	119,68	0,15056	0,05854	0,20911
500	199,29	0,01995	0,06551	84,871	27,168	112,04	86,718	31,382	118,10	0,15805	0,04762	0,20566

TABELA A–13E

Refrigerante-134a, vapor superaquecido

T °F	v pé³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm·R	v pé³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm·R	v pé³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm·R
	$P = 10$ psia ($T_{sat} = -29{,}52$ °F)				$P = 15$ psia ($T_{sat} = -14{,}15$ °F)				$P = 20$ psia ($T_{sat} = -2{,}43$ °F)			
Sat.	4,3753	90,59	98,68	0,22948	2,9880	92,70	100,99	0,22715	2,2772	94,30	102,73	0,22567
−20	4,4856	92,13	100,43	0,23350								
0	4,7135	95,41	104,14	0,24174	3,1001	95,08	103,68	0,23310	2,2922	94,72	103,20	0,22671
20	4,9380	98,77	107,91	0,24976	3,2551	98,48	107,52	0,24127	2,4130	98,19	107,12	0,23504
40	5,1600	102,20	111,75	0,25761	3,4074	101,95	111,41	0,24922	2,5306	101,70	111,07	0,24311
60	5,3802	105,72	115,67	0,26531	3,5577	105,50	115,38	0,25700	2,6461	105,28	115,07	0,25097
80	5,5989	109,32	119,68	0,27288	3,7064	109,13	119,42	0,26463	2,7600	108,93	119,15	0,25866
100	5,8165	113,01	123,78	0,28033	3,8540	112,84	123,54	0,27212	2,8726	112,66	123,29	0,26621
120	6,0331	116,79	127,96	0,28767	4,0006	116,63	127,74	0,27950	2,9842	116,47	127,52	0,27363
140	6,2490	120,66	132,22	0,29490	4,1464	120,51	132,02	0,28677	3,0950	120,37	131,82	0,28093
160	6,4642	124,61	136,57	0,30203	4,2915	124,48	136,39	0,29393	3,2051	124,35	136,21	0,28812
180	6,6789	128,65	141,01	0,30908	4,4361	128,53	140,84	0,30100	3,3146	128,41	140,67	0,29521
200	6,8930	132,77	145,53	0,31604	4,5802	132,66	145,37	0,30798	3,4237	132,55	145,22	0,30221
220	7,1068	136,98	150,13	0,32292	4,7239	136,88	149,99	0,31487	3,5324	136,78	149,85	0,30912
	$P = 30$ psia ($T_{sat} = 15{,}37$ °F)				$P = 40$ psia ($T_{sat} = 29{,}01$ °F)				$P = 50$ psia ($T_{sat} = 40{,}23$ °F)			
Sat.	1,5492	96,72	105,32	0,22383	1,1760	98,55	107,26	0,22268	0,9479	100,04	108,81	0,22188
20	1,5691	97,56	106,27	0,22581								
40	1,6528	101,17	110,35	0,23414	1,2126	100,61	109,58	0,22738				
60	1,7338	104,82	114,45	0,24219	1,2768	104,34	113,79	0,23565	1,0019	103,84	113,11	0,23031
80	1,8130	108,53	118,59	0,25002	1,3389	108,11	118,02	0,24363	1,0540	107,68	117,43	0,23847
100	1,8908	112,30	122,80	0,25767	1,3995	111,93	122,29	0,25140	1,1043	111,55	121,77	0,24637
120	1,9675	116,15	127,07	0,26517	1,4588	115,82	126,62	0,25900	1,1534	115,48	126,16	0,25406
140	2,0434	120,08	131,42	0,27254	1,5173	119,78	131,01	0,26644	1,2015	119,47	130,59	0,26159
160	2,1185	124,08	135,84	0,27979	1,5750	123,81	135,47	0,27375	1,2488	123,53	135,09	0,26896
180	2,1931	128,16	140,34	0,28693	1,6321	127,91	140,00	0,28095	1,2955	127,66	139,65	0,27621
200	2,2671	132,32	144,91	0,29398	1,6887	132,10	144,60	0,28803	1,3416	131,87	144,28	0,28333
220	2,3408	136,57	149,56	0,30092	1,7449	136,36	149,27	0,29501	1,3873	136,15	148,98	0,29036
240	2,4141	140,89	154,29	0,30778	1,8007	140,70	154,03	0,30190	1,4326	140,50	153,76	0,29728
260	2,4871	145,30	159,10	0,31456	1,8562	145,12	158,86	0,30871	1,4776	144,93	158,60	0,30411
280	2,5598	149,78	163,99	0,32126	1,9114	149,61	163,76	0,31543	1,5223	149,44	163,53	0,31086
	$P = 60$ psia ($T_{sat} = 49{,}84$ °F)				$P = 70$ psia ($T_{sat} = 58{,}30$ °F)				$P = 80$ psia ($T_{sat} = 65{,}89$ °F)			
Sat.	0,7936	101,30	110,11	0,22127	0,6821	102,39	111,22	0,22080	0,59750	103,35	112,20	0,22040
60	0,8179	103,31	112,39	0,22570	0,6857	102,73	111,62	0,22155				
80	0,8636	107,23	116,82	0,23407	0,7271	106,76	116,18	0,23016	0,62430	106,26	115,51	0,22661
100	0,9072	111,16	121,24	0,24211	0,7662	110,76	120,68	0,23836	0,66009	110,34	120,11	0,23499
120	0,9495	115,14	125,68	0,24991	0,8037	114,78	125,19	0,24628	0,69415	114,42	124,69	0,24304
140	0,9908	119,16	130,16	0,25751	0,8401	118,85	129,73	0,25398	0,72698	118,52	129,29	0,25083
160	1,0312	123,25	134,70	0,26496	0,8756	122,97	134,31	0,26149	0,75888	122,68	133,91	0,25841
180	1,0709	127,41	139,30	0,27226	0,9105	127,15	138,94	0,26885	0,79003	126,89	138,58	0,26583
200	1,1101	131,63	143,96	0,27943	0,9447	131,40	143,63	0,27607	0,82059	131,16	143,31	0,27310
220	1,1489	135,93	148,69	0,28649	0,9785	135,71	148,39	0,28317	0,85065	135,49	148,09	0,28024
240	1,1872	140,30	153,48	0,29344	1,0118	140,10	153,21	0,29015	0,88030	139,90	152,93	0,28726
260	1,2252	144,75	158,35	0,30030	1,0449	144,56	158,10	0,29704	0,90961	144,37	157,84	0,29418
280	1,2629	149,27	163,29	0,30707	1,0776	149,10	163,06	0,30384	0,93861	148,92	162,82	0,30100
300	1,3004	153,87	168,31	0,31376	1,1101	153,71	168,09	0,31055	0,96737	153,54	167,86	0,30773
320	1,3377	158,54	173,39	0,32037	1,1424	158,39	173,19	0,31718	0,99590	158,24	172,98	0,31438

TABELA A–13E

Refrigerante-134a, vapor superaquecido (*conclusão*)

T °F	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R	*v* pé³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm·R
	$P = 90$ psia ($T_{sat} = 72{,}78$ °F)				$P = 100$ psia ($T_{sat} = 79{,}12$ °F)				$P = 120$ psia ($T_{sat} = 90{,}49$ °F)			
Sat.	0,53113	104,21	113,06	0,22006	0,47760	104,99	113,83	0,21976	0,39644	106,35	115,16	0,21924
80	0,54388	105,74	114,80	0,22330	0,47906	105,18	114,05	0,22016				
100	0,57729	109,91	119,52	0,23189	0,51076	109,45	118,90	0,22900	0,41013	108,48	117,59	0,22362
120	0,60874	114,04	124,18	0,24008	0,54022	113,66	123,65	0,23733	0,43692	112,84	122,54	0,23232
140	0,63885	118,19	128,83	0,24797	0,56821	117,86	128,37	0,24534	0,46190	117,15	127,41	0,24058
160	0,66796	122,38	133,51	0,25563	0,59513	122,08	133,09	0,25309	0,48563	121,46	132,25	0,24851
180	0,69629	126,62	138,22	0,26311	0,62122	126,35	137,85	0,26063	0,50844	125,79	137,09	0,25619
200	0,72399	130,92	142,97	0,27043	0,64667	130,67	142,64	0,26801	0,53054	130,17	141,95	0,26368
220	0,75119	135,27	147,78	0,27762	0,67158	135,05	147,47	0,27523	0,55206	134,59	146,85	0,27100
240	0,77796	139,69	152,65	0,28468	0,69605	139,49	152,37	0,28233	0,57312	139,07	151,80	0,27817
260	0,80437	144,19	157,58	0,29162	0,72016	143,99	157,32	0,28931	0,59379	143,61	156,79	0,28521
280	0,83048	148,75	162,58	0,29847	0,74396	148,57	162,34	0,29618	0,61413	148,21	161,85	0,29214
300	0,85633	153,38	167,64	0,30522	0,76749	153,21	167,42	0,30296	0,63420	152,88	166,96	0,29896
320	0,88195	158,08	172,77	0,31189	0,79079	157,93	172,56	0,30964	0,65402	157,62	172,14	0,30569
	$P = 140$ psia ($T_{sat} = 100{,}50$ °F)				$P = 160$ psia ($T_{sat} = 109{,}50$ °F)				$P = 180$ psia ($T_{sat} = 117{,}69$ °F)			
Sat.	0,33771	107,51	116,26	0,21879	0,29316	108,50	117,18	0,21836	0,25813	109,36	117,96	0,21795
120	0,36243	111,96	121,35	0,22773	0,30578	111,01	120,06	0,22337	0,26083	109,94	118,63	0,21910
140	0,38551	116,41	126,40	0,23628	0,32774	115,62	125,32	0,23230	0,28231	114,77	124,17	0,22850
160	0,40711	120,81	131,36	0,24443	0,34790	120,13	130,43	0,24069	0,30154	119,42	129,46	0,23718
180	0,42766	125,22	136,30	0,25227	0,36686	124,62	135,49	0,24871	0,31936	124,00	134,64	0,24540
200	0,44743	129,65	141,24	0,25988	0,38494	129,12	140,52	0,25645	0,33619	128,57	139,77	0,25330
220	0,46657	134,12	146,21	0,26730	0,40234	133,64	145,55	0,26397	0,35228	133,15	144,88	0,26094
240	0,48522	138,64	151,21	0,27455	0,41921	138,20	150,62	0,27131	0,36779	137,76	150,01	0,26837
260	0,50345	143,21	156,26	0,28166	0,43564	142,81	155,71	0,27849	0,38284	142,40	155,16	0,27562
280	0,52134	147,85	161,35	0,28864	0,45171	147,48	160,85	0,28554	0,39751	147,10	160,34	0,28273
300	0,53895	152,54	166,50	0,29551	0,46748	152,20	166,04	0,29246	0,41186	151,85	165,57	0,28970
320	0,55630	157,30	171,71	0,30228	0,48299	156,98	171,28	0,29927	0,42594	156,66	170,85	0,29656
340	0,57345	162,13	176,98	0,30896	0,49828	161,83	176,58	0,30598	0,43980	161,53	176,18	0,30331
360	0,59041	167,02	182,32	0,31555	0,51338	166,74	181,94	0,31260	0,45347	166,46	181,56	0,30996
	$P = 200$ psia ($T_{sat} = 125{,}22$ °F)				$P = 300$ psia ($T_{sat} = 156{,}09$ °F)				$P = 400$ psia ($T_{sat} = 179{,}86$ °F)			
Sat.	0,22983	110,11	118,62	0,21753	0,14266	112,60	120,52	0,21512	0,09642	113,35	120,48	0,21161
140	0,24541	113,85	122,93	0,22481								
160	0,26412	118,66	128,44	0,23384	0,14656	113,82	121,95	0,21745				
180	0,28115	123,35	133,76	0,24229	0,16355	119,52	128,60	0,22802	0,09658	113,41	120,56	0,21173
200	0,29704	128,00	138,99	0,25035	0,17776	124,78	134,65	0,23733	0,11440	120,52	128,99	0,22471
220	0,31212	132,64	144,19	0,25812	0,19044	129,85	140,42	0,24594	0,12746	126,44	135,88	0,23500
240	0,32658	137,30	149,38	0,26565	0,20211	134,83	146,05	0,25410	0,13853	131,95	142,20	0,24418
260	0,34054	141,99	154,59	0,27298	0,21306	139,77	151,59	0,26192	0,14844	137,26	148,25	0,25270
280	0,35410	146,72	159,82	0,28015	0,22347	144,70	157,11	0,26947	0,15756	142,48	154,14	0,26077
300	0,36733	151,50	165,09	0,28718	0,23346	149,65	162,61	0,27681	0,16611	147,65	159,94	0,26851
320	0,38029	156,33	170,40	0,29408	0,24310	154,63	168,12	0,28398	0,17423	152,80	165,70	0,27599
340	0,39300	161,22	175,77	0,30087	0,25246	159,64	173,66	0,29098	0,18201	157,97	171,44	0,28326
360	0,40552	166,17	181,18	0,30756	0,26159	164,70	179,22	0,29786	0,18951	163,15	177,18	0,29035

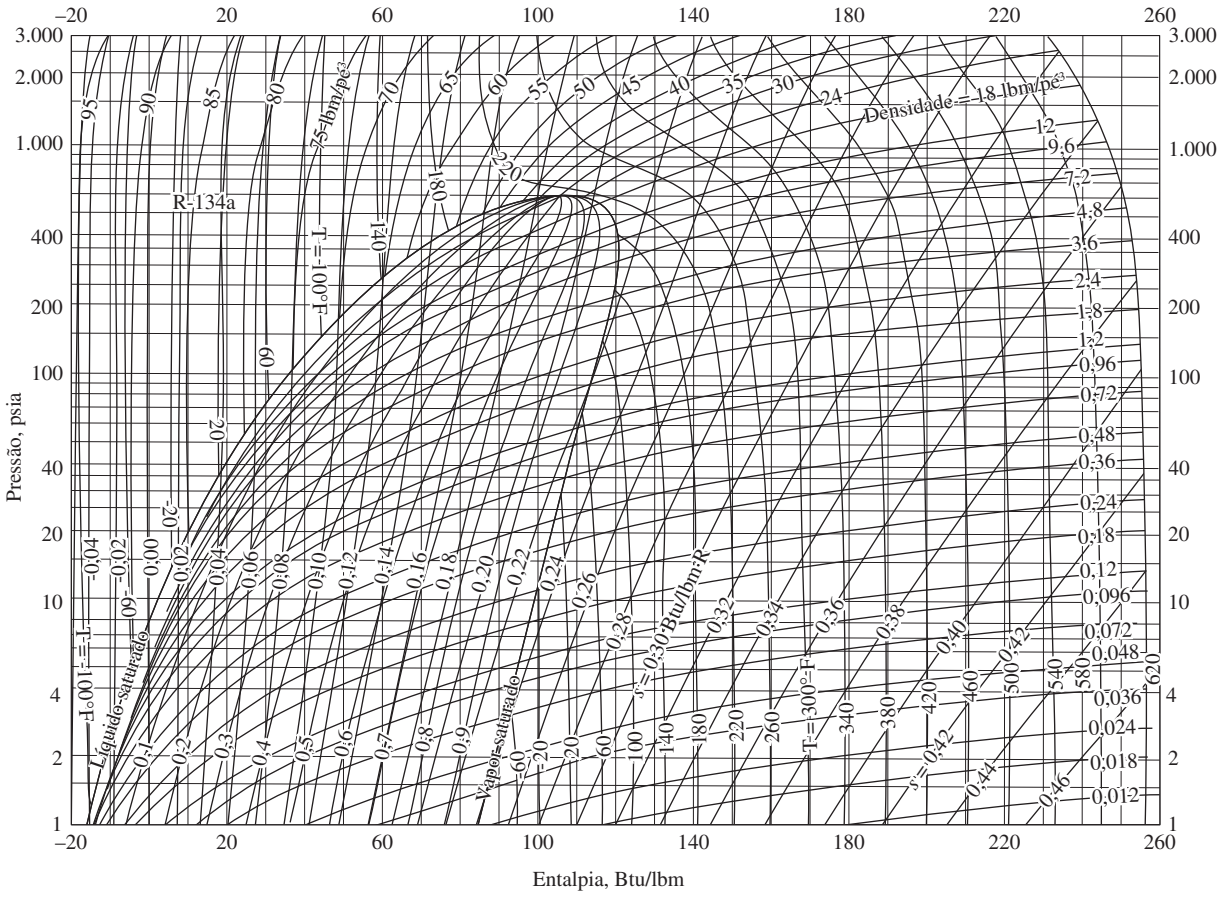


FIGURA A–14E Diagrama *P-h* para o refrigerante-134a.

Reimpresso com permissão da American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

TABELA A–16E

Propriedades da atmosfera a grandes altitudes

Altitude, pé	Temperatura, °F	Pressão, psia	Gravidade, g, pé/s^2	Velocidade do som, pé/s	Densidade, lbm/pé^3	Viscosidade μ, lbm/pé·s	Condutividade térmica, Btu/h·pé·R
0	59,00	14,7	32,174	1.116	0,07647	$1{,}202 \times 10^{-5}$	0,0146
500	57,22	14,4	32,173	1.115	0,07536	$1{,}199 \times 10^{-5}$	0,0146
1.000	55,43	14,2	32,171	1.113	0,07426	$1{,}196 \times 10^{-5}$	0,0146
1.500	53,65	13,9	32,169	1.111	0,07317	$1{,}193 \times 10^{-5}$	0,0145
2.000	51,87	13,7	32,168	1.109	0,07210	$1{,}190 \times 10^{-5}$	0,0145
2.500	50,09	13,4	32,166	1.107	0,07104	$1{,}186 \times 10^{-5}$	0,0144
3.000	48,30	13,2	32,165	1.105	0,06998	$1{,}183 \times 10^{-5}$	0,0144
3.500	46,52	12,9	32,163	1.103	0,06985	$1{,}180 \times 10^{-5}$	0,0143
4.000	44,74	12,7	32,162	1.101	0,06792	$1{,}177 \times 10^{-5}$	0,0143
4.500	42,96	12,5	32,160	1.099	0,06690	$1{,}173 \times 10^{-5}$	0,0142
5.000	41,17	12,2	32,159	1.097	0,06590	$1{,}170 \times 10^{-5}$	0,0142
5.500	39,39	12,0	32,157	1.095	0,06491	$1{,}167 \times 10^{-5}$	0,0141
6.000	37,61	11,8	32,156	1.093	0,06393	$1{,}164 \times 10^{-5}$	0,0141
6.500	35,83	11,6	32,154	1.091	0,06296	$1{,}160 \times 10^{-5}$	0,0141
7.000	34,05	11,3	32,152	1.089	0,06200	$1{,}157 \times 10^{-5}$	0,0140
7.500	32,26	11,1	32,151	1.087	0,06105	$1{,}154 \times 10^{-5}$	0,0140
8.000	30,48	10,9	32,149	1.085	0,06012	$1{,}150 \times 10^{-5}$	0,0139
8.500	28,70	10,7	32,148	1.083	0,05919	$1{,}147 \times 10^{-5}$	0,0139
9.000	26,92	10,5	32,146	1.081	0,05828	$1{,}144 \times 10^{-5}$	0,0138
9.500	25,14	10,3	32,145	1.079	0,05738	$1{,}140 \times 10^{-5}$	0,0138
10.000	23,36	10,1	32,145	1.077	0,05648	$1{,}137 \times 10^{-5}$	0,0137
11.000	19,79	9,72	32,140	1.073	0,05473	$1{,}130 \times 10^{-5}$	0,0136
12.000	16,23	9,34	32,137	1.069	0,05302	$1{,}124 \times 10^{-5}$	0,0136
13.000	12,67	8,99	32,134	1.065	0,05135	$1{,}117 \times 10^{-5}$	0,0135
14.000	9,12	8,63	32,131	1.061	0,04973	$1{,}110 \times 10^{-5}$	0,0134
15.000	5,55	8,29	32,128	1.057	0,04814	$1{,}104 \times 10^{-5}$	0,0133
16.000	+1,99	7,97	32,125	1.053	0,04659	$1{,}097 \times 10^{-5}$	0,0132
17.000	−1,58	7,65	32,122	1.049	0,04508	$1{,}090 \times 10^{-5}$	0,0132
18.000	−5,14	7,34	32,119	1.045	0,04361	$1{,}083 \times 10^{-5}$	0,0130
19.000	−8,70	7,05	32,115	1.041	0,04217	$1{,}076 \times 10^{-5}$	0,0129
20.000	−12,2	6,76	32,112	1.037	0,04077	$1{,}070 \times 10^{-5}$	0,0128
22.000	−19,4	6,21	32,106	1.029	0,03808	$1{,}056 \times 10^{-5}$	0,0126
24.000	−26,5	5,70	32,100	1.020	0,03553	$1{,}042 \times 10^{-5}$	0,0124
26.000	−33,6	5,22	32,094	1.012	0,03311	$1{,}028 \times 10^{-5}$	0,0122
28.000	−40,7	4,78	32,088	1.003	0,03082	$1{,}014 \times 10^{-5}$	0,0121
30.000	−47,8	4,37	32,082	995	0,02866	$1{,}000 \times 10^{-5}$	0,0119
32.000	−54,9	3,99	32,08	987	0,02661	$0{,}986 \times 10^{-5}$	0,0117
34.000	−62,0	3,63	32,07	978	0,02468	$0{,}971 \times 10^{-5}$	0,0115
36.000	−69,2	3,30	32,06	969	0,02285	$0{,}956 \times 10^{-5}$	0,0113
38.000	−69,7	3,05	32,06	968	0,02079	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113
40.000	−69,7	2,73	32,05	968	0,01890	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113
45.000	−69,7	2,148	32,04	968	0,01487	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113
50.000	−69,7	1,691	32,02	968	0,01171	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113
55.000	−69,7	1,332	32,00	968	0,00922	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113
60.000	−69,7	1,048	31,99	968	0,00726	$0{,}955 \times 10^{-5}$	0,0113

Fonte: U.S. Standard Atmosphere Supplements, U.S. Government Printing Office, 1966. Com base em condições de média anual a 45° de latitude e variações com relação à época do ano e padrões meteorológicos. As condições no nível do mar ($z = 0$) consideradas foram $P = 14{,}696$ psia, $T = 59$ °F, $\rho = 0{,}076474$ lbm/pé^3, $g = 32{,}1741$ pé^2/s.

TABELA A–17E

Propriedades de gás ideal do ar

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm·R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm·R
360	85,97	0,3363	61,29	396,6	0,50369	1.600	395,74	71,13	286,06	8,263	0,87130
380	90,75	0,4061	64,70	346,6	0,51663	1.650	409,13	80,89	296,03	7,556	0,87954
400	95,53	0,4858	68,11	305,0	0,52890	1.700	422,59	90,95	306,06	6,924	0,88758
420	100,32	0,5760	71,52	270,1	0,54058	1.750	436,12	101,98	316,16	6,357	0,89542
440	105,11	0,6776	74,93	240,6	0,55172	1.800	449,71	114,0	326,32	5,847	0,90308
460	109,90	0,7913	78,36	215,33	0,56235	1.850	463,37	127,2	336,55	5,388	0,91056
480	114,69	0,9182	81,77	193,65	0,57255	1.900	477,09	141,5	346,85	4,974	0,91788
500	119,48	1,0590	85,20	174,90	0,58233	1.950	490,88	157,1	357,20	4,598	0,92504
520	124,27	1,2147	88,62	158,58	0,59173	2.000	504,71	174,0	367,61	4,258	0,93205
537	128,10	1,3593	91,53	146,34	0,59945	2.050	518,71	192,3	378,08	3,949	0,93891
540	129,06	1,3860	92,04	144,32	0,60078	2.100	532,55	212,1	388,60	3,667	0,94564
560	133,86	1,5742	95,47	131,78	0,60950	2.150	546,54	223,5	399,17	3,410	0,95222
580	138,66	1,7800	98,90	120,70	0,61793	2.200	560,59	256,6	409,78	3,176	0,95919
600	143,47	2,005	102,34	110,88	0,62607	2.250	574,69	281,4	420,46	2,961	0,96501
620	148,28	2,249	105,78	102,12	0,63395	2.300	588,82	308,1	431,16	2,765	0,97123
640	153,09	2,514	109,21	94,30	0,64159	2.350	603,00	336,8	441,91	2,585	0,97732
660	157,92	2,801	112,67	87,27	0,64902	2.400	617,22	367,6	452,70	2,419	0,98331
680	162,73	3,111	116,12	80,96	0,65621	2.450	631,48	400,5	463,54	2,266	0,98919
700	167,56	3,446	119,58	75,25	0,66321	2.500	645,78	435,7	474,40	2,125	0,99497
720	172,39	3,806	123,04	70,07	0,67002	2.550	660,12	473,3	485,31	1,996	1,00064
740	177,23	4,193	126,51	65,38	0,67665	2.600	674,49	513,5	496,26	1,876	1,00623
760	182,08	4,607	129,99	61,10	0,68312	2.650	688,90	556,3	507,25	1,765	1,01172
780	186,94	5,051	133,47	57,20	0,68942	2.700	703,35	601,9	518,26	1,662	1,01712
800	191,81	5,526	136,97	53,63	0,69558	2.750	717,83	650,4	529,31	1,566	1,02244
820	196,69	6,033	140,47	50,35	0,70160	2.800	732,33	702,0	540,40	1,478	1,02767
840	201,56	6,573	143,98	47,34	0,70747	2.850	746,88	756,7	551,52	1,395	1,03282
860	206,46	7,149	147,50	44,57	0,71323	2.900	761,45	814,8	562,66	1,318	1,03788
880	211,35	7,761	151,02	42,01	0,71886	2.950	776,05	876,4	573,84	1,247	1,04288
900	216,26	8,411	154,57	39,64	0,72438	3.000	790,68	941,4	585,04	1,180	1,04779
920	221,18	9,102	158,12	37,44	0,72979	3.050	805,34	1.011	596,28	1,118	1,05264
940	226,11	9,834	161,68	35,41	0,73509	3.100	820,03	1.083	607,53	1,060	1,05741
960	231,06	10,61	165,26	33,52	0,74030	3.150	834,75	1.161	618,82	1,006	1,06212
980	236,02	11,43	168,83	31,76	0,74540	3.200	849,48	1.242	630,12	0,955	1,06676
1.000	240,98	12,30	172,43	30,12	0,75042	3.250	864,24	1.328	641,46	0,907	1,07134
1.040	250,95	14,18	179,66	27,17	0,76019	3.300	879,02	1.418	652,81	0,8621	1,07585
1.080	260,97	16,28	186,93	24,58	0,76964	3.350	893,83	1.513	664,20	0,8202	1,08031
1.120	271,03	18,60	194,25	22,30	0,77880	3.400	908,66	1.613	675,60	0,7807	1,08470
1.160	281,14	21,18	201,63	20,29	0,78767	3.450	923,52	1.719	687,04	0,7436	1,08904
1.200	291,30	24,01	209,05	18,51	0,79628	3.500	938,40	1.829	698,48	0,7087	1,09332
1.240	301,52	27,13	216,53	16,93	0,80466	3.550	953,30	1.946	709,95	0,6759	1,09755
1.280	311,79	30,55	224,05	15,52	0,81280	3.600	968,21	2.068	721,44	0,6449	1,10172
1.320	322,11	34,31	231,63	14,25	0,82075	3.650	983,15	2.196	732,95	0,6157	1,10584
1.360	332,48	38,41	239,25	13,12	0,82848	3.700	998,11	2.330	744,48	0,5882	1,10991
1.400	342,90	42,88	246,93	12,10	0,83604	3.750	1.013,1	2.471	756,04	0,5621	1,11393
1.440	353,37	47,75	254,66	11,17	0,84341	3.800	1.028,1	2.618	767,60	0,5376	1,11791
1.480	363,89	53,04	262,44	10,34	0,85062	3.850	1.043,1	2.773	779,19	0,5143	1,12183
1.520	374,47	58,78	270,26	9,578	0,85767	3.900	1.058,1	2.934	790,80	0,4923	1,12571
1.560	385,08	65,00	278,13	8,890	0,86456	3.950	1.073,2	3.103	802,43	0,4715	1,12955

TABELA A–17E

Propriedades de gás ideal do ar (*conclusão*)

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm·R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm·R
4.000	1.088,3	3.280	814,06	0,4518	1,13334	4.600	1.270,4	6.089	955,04	0,2799	1,17575
4.050	1.103,4	3.464	825,72	0,4331	1,13709	4.700	1.300,9	6.701	978,73	0,2598	1,18232
4.100	1.118,5	3.656	837,40	0,4154	1,14079	4.800	1.331,5	7.362	1.002,5	0,2415	1,18876
4.150	1.133,6	3.858	849,09	0,3985	1,14446	4.900	1.362,2	8.073	1.026,3	0,2248	1,19508
4.200	1.148,7	4.067	860,81	0,3826	1,14809	5.000	1.392,9	8.837	1.050,1	0,2096	1,20129
4.300	1.179,0	4.513	884,28	0,3529	1,15522	5.100	1.423,6	9.658	1.074,0	0,1956	1,20738
4.400	1.209,4	4.997	907,81	0,3262	1,16221	5.200	1.454,4	10,539	1.098,0	0,1828	1,21336
4.500	1.239,9	5.521	931,39	0,3019	1,16905	5.300	1.485,3	11,481	1.122,0	0,1710	1,21923

Nota: As propriedades P_r (pressão relativa) e v_r (volume específico relativo) são grandezas adimensionais usadas na análise dos processos isentrópicos, e não devem ser confundidas com as propriedades pressão e volume específico.

Fonte: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), pp. 832-33, Tabela A–5. Publicado originalmente em J. H. Keenan e J. Kaye, *Gas Tables* (Nova York: John Wiley & Sons, 1948).

TABELA A–18E

Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.082,0	1.486,2	41,695	1.080	7.551,0	5.406,2	50,651
320	2.221,0	1.585,5	42,143	1.100	7.695,0	5.510,5	50,783
340	2.360,0	1.684,4	42,564	1.120	7.839,3	5.615,2	50,912
360	2.498,9	1.784,0	42,962	1.140	7.984,0	5.720,1	51,040
380	2.638,0	1.883,4	43,337	1.160	8.129,0	5.825,4	51,167
400	2.777,0	1.982,6	43,694	1.180	8.274,4	5.931,0	51,291
420	2.916,1	2.082,0	44,034	1.200	8.420,0	6.037,0	51,143
440	3.055,1	2.181,3	44,357	1.220	8.566,1	6.143,4	51,534
460	3.194,1	2.280,6	44,665	1.240	8.712,6	6.250,1	51,653
480	3.333,1	2.379,9	44,962	1.260	8.859,3	6.357,2	51,771
500	3.472,2	2.479,3	45,246	1.280	9.006,4	6.464,5	51,887
520	3.611,3	2.578,6	45,519	1.300	9.153,9	6.572,3	51,001
537	3.729,5	2.663,1	45,743	1.320	9.301,8	6.680,4	52,114
540	3.750,3	2.678,0	45,781	1.340	9.450,0	6.788,9	52,225
560	3.889,5	2.777,4	46,034	1.360	9.598,6	6.897,8	52,335
580	4.028,7	2.876,9	46,278	1.380	9.747,5	7.007,0	52,444
600	4.167,9	2.976,4	46,514	1.400	9.896,9	7.116,7	52,551
620	4.307,1	3.075,9	46,742	1.420	10.046,6	7.226,7	52,658
640	4.446,4	3.175,5	46,964	1.440	10.196,6	7.337,0	52,763
660	4.585,8	3.275,2	47,178	1.460	10.347,0	7.447,6	52,867
680	4.725,3	3.374,9	47,386	1.480	10.497,8	7.558,7	52,969
700	4.864,9	3.474,8	47,588	1.500	10.648,0	7.670,1	53,071
720	5.004,5	3.574,7	47,785	1.520	10.800,4	7.781,9	53,171
740	5.144,3	3.674,7	47,977	1.540	10.952,2	7.893,9	53,271
760	5.284,1	3.774,9	48,164	1.560	11.104,3	8.006,4	53,369
780	5.424,2	3.875,2	48,345	1.580	11.256,9	8.119,2	53,465
800	5.564,4	3.975,7	48,522	1.600	11.409,7	8.232,3	53,561
820	5.704,7	4.076,3	48,696	1.620	11.562,8	8.345,7	53,656
840	5.845,3	4.177,1	48,865	1.640	11.716,4	8.459,6	53,751
860	5.985,9	4.278,1	49,031	1.660	11.870,2	8.573,6	53,844
880	6.126,9	4.379,4	49,193	1.680	12.024,3	8.688,1	53,936
900	6.268,1	4.480,8	49,352	1.700	12.178,9	8.802,9	54,028
920	6.409,6	4.582,6	49,507	1.720	12.333,7	8.918,0	54,118
940	6.551,2	4.684,5	49,659	1.740	12.488,8	9.033,4	54,208
960	6.693,1	4.786,7	49,808	1.760	12.644,3	9.149,2	54,297
980	6.835,4	4.889,3	49,955	1.780	12.800,2	9.265,3	54,385
1.000	6.977,9	4.992,0	50,099	1.800	12.956,3	9.381,7	54,472
1.020	7.120,7	5.095,1	50,241	1.820	13.112,7	9.498,4	54,559
1.040	7.263,8	5.198,5	50,380	1.840	13.269,5	9.615,5	54,645
1.060	7.407,2	5.302,2	50,516	1.860	13.426,5	9.732,8	54,729

TABELA A–18E

Propriedades de gás ideal do nitrogênio, N_2 (*conclusão*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
1.900	13.742	9.968	54,896	3.500	27.016	20.065	59,944
1.940	14.058	10.205	55,061	3.540	27.359	20.329	60,041
1.980	14.375	10.443	55,223	3.580	27.703	20.593	60,138
2.020	14.694	10.682	55,383	3.620	28.046	20.858	60,234
2.060	15.013	10.923	55,540	3.660	28.391	21.122	60,328
2.100	15.334	11.164	55,694	3.700	28.735	21.387	60,422
2.140	15.656	11.406	55,846	3.740	29.080	21.653	60,515
2.180	15.978	11.649	55,995	3.780	29.425	21.919	60,607
2.220	16.302	11.893	56,141	3.820	29.771	22.185	60,698
2.260	16.626	12.138	56,286	3.860	30.117	22.451	60,788
2.300	16.951	12.384	56,429	3.900	30.463	22.718	60,877
2.340	17.277	12.630	56,570	3.940	30.809	22.985	60,966
2.380	17.604	12.878	56,708	3.980	31.156	23.252	61,053
2.420	17.392	13.126	56,845	4.020	31.503	23.520	61,139
2.460	18.260	13.375	56,980	4.060	31.850	23.788	61,225
2.500	18.590	13.625	57,112	4.100	32.198	24.056	61,310
2.540	18.919	13.875	57,243	4.140	32.546	24.324	61,395
2.580	19.250	14.127	57,372	4.180	32.894	24.593	61,479
2.620	19.582	14.379	57,499	4.220	33.242	24.862	61,562
2.660	19.914	14.631	57,625	4.260	33.591	25.131	61,644
2.700	20.246	14.885	57,750	4.300	33.940	25.401	61,726
2.740	20.580	15.139	57,872	4.340	34.289	25.670	61,806
2.780	20.914	15.393	57,993	4.380	34.638	25.940	61,887
2.820	21.248	15.648	58,113	4.420	34.988	26.210	61,966
2.860	21.584	15.905	58,231	4.460	35.338	26.481	62,045
2.900	21.920	16.161	58,348	4.500	35.688	26.751	62,123
2.940	22.256	16.417	58,463	4.540	36.038	27.022	62,201
2.980	22.593	16.675	58,576	4.580	36.389	27.293	62,278
3.020	22.930	16.933	58,688	4.620	36.739	27.565	62,354
3.060	23.268	17.192	58,800	4.660	37.090	27.836	62,429
3.100	23.607	17.451	58,910	4.700	37.441	28.108	62,504
3.140	23.946	17.710	59,019	4.740	37.792	28.379	62,578
3.180	24.285	17.970	59,126	4.780	38.144	28.651	62,652
3.220	24.625	18.231	59,232	4.820	38.495	28.924	62,725
3.260	24.965	18.491	59,338	4.860	38.847	29.196	62,798
3.300	25.306	18.753	59,442	4.900	39.199	29.468	62,870
3.340	25.647	19.014	59,544	5.000	40.080	30.151	63,049
3.380	25.989	19.277	59,646	5.100	40.962	30.834	63,223
3.420	26.331	19.539	59,747	5.200	41.844	31.518	63,395
3.460	26.673	19.802	59,846	5.300	42.728	32.203	63,563

Fonte: As Tabs. A–18E a A–23E foram adaptadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. ed. (Nova York: McGraw-Hill, 1983), pp. 834-44. Publicado originalmente em J. H. Keenan e J. Kaye, *Gas Tables* (Nova York: John Wiley & Sons, 1945).

TABELA A–19E

Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.073,5	1.477,8	44,927	1.080	7.696,8	5.552,1	54,064
320	2.212,6	1.577,1	45,375	1.100	7.850,4	5.665,9	54,204
340	2.351,7	1.676,5	45,797	1.120	8.004,5	5.780,3	54,343
360	2.490,8	1.775,9	46,195	1.140	8.159,1	5.895,2	54,480
380	2.630,0	1.875,3	46,571	1.160	8.314,2	6.010,6	54,614
400	2.769,1	1.974,8	46,927	1.180	8.469,8	6.126,5	54,748
420	2.908,3	2.074,3	47,267	1.200	8.625,8	6.242,8	54,879
440	3.047,5	2.173,8	47,591	1.220	8.782,4	6.359,6	55,008
460	3.186,9	2.273,4	47,900	1.240	8.939,4	6.476,9	55,136
480	3.326,5	2.373,3	48,198	1.260	9.096,7	6.594,5	55,262
500	3.466,2	2.473,2	48,483	1.280	9.254,6	6.712,7	55,386
520	3.606,1	2.573,4	48,757	1.300	9.412,9	6.831,3	55,508
537	3.725,1	2.658,7	48,982	1.320	9.571,9	6.950,2	55,630
540	3.746,2	2.673,8	49,021	1.340	9.730,7	7.069,6	55,750
560	3.886,6	2.774,5	49,276	1.360	9.890,2	7.189,4	55,867
580	4.027,3	2.875,5	49,522	1.380	10.050,1	7.309,6	55,984
600	4.168,3	2.976,8	49,762	1.400	10.210,4	7.430,1	56,099
620	4.309,7	3.078,4	49,993	1.420	10.371,0	7.551,1	56,213
640	4.451,4	3.180,4	50,218	1.440	10.532,0	7.672,4	56,326
660	4.593,5	3.282,9	50,437	1.460	10.693,3	7.793,9	56,437
680	4.736,2	3.385,8	50,650	1.480	10.855,1	7.916,0	56,547
700	4.879,3	3.489,2	50,858	1.500	11.017,1	8.038,3	56,656
720	5.022,9	3.593,1	51,059	1.520	11.179,6	8.161,1	56,763
740	5.167,0	3.697,4	51,257	1.540	11.342,4	8.284,2	56,869
760	5.311,4	3.802,4	51,450	1.560	11.505,4	8.407,4	56,975
780	5.456,4	3.907,5	51,638	1.580	11.668,8	8.531,1	57,079
800	5.602,0	4.013,3	51,821	1.600	11.832,5	8.655,1	57,182
820	5.748,1	4.119,7	52,002	1.620	11.996,6	8.779,5	57,284
840	5.894,8	4.226,6	52,179	1.640	12.160,9	8.904,1	57,385
860	6.041,9	4.334,1	52,352	1.660	12.325,5	9.029,0	57,484
880	6.189,6	4.442,0	52,522	1.680	12.490,4	9.154,1	57,582
900	6.337,9	4.550,6	52,688	1.700	12.655,6	9.279,6	57,680
920	6.486,7	4.659,7	52,852	1.720	12.821,1	9.405,4	57,777
940	6.636,1	4.769,4	53,012	1.740	12.986,9	9.531,5	57,873
960	6.786,0	4.879,5	53,170	1.760	13.153,0	9.657,9	57,968
980	6.936,4	4.990,3	53,326	1.780	13.319,2	9.784,4	58,062
1.000	7.087,5	5.101,6	53,477	1.800	13.485,8	9.911,2	58,155
1.020	7.238,9	5.213,3	53,628	1.820	13.652,5	10.038,2	58,247
1.040	7.391,0	5.325,7	53,775	1.840	13.819,6	10.165,6	58,339
1.060	7.543,6	5.438,6	53,921	1.860	13.986,8	10.293,1	58,428

TABELA A–19E

Propriedades de gás ideal do oxigênio, O_2 (*conclusão*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
1.900	14.322	10.549	58,607	3.500	28.273	21.323	63,914
1.940	14.658	10.806	58,782	3.540	28.633	21.603	64,016
1.980	14.995	11.063	58,954	3.580	28.994	21.884	64,114
2.020	15.333	11.321	59,123	3.620	29.354	22.165	64,217
2.060	15.672	11.581	59,289	3.660	29.716	22.447	64,316
2.100	16.011	11.841	59,451	3.700	30.078	22.730	64,415
2.140	16.351	12.101	59,612	3.740	30.440	23.013	64,512
2.180	16.692	12.363	59,770	3.780	30.803	23.296	64,609
2.220	17.036	12.625	59,926	3.820	31.166	23.580	64,704
2.260	17.376	12.888	60,077	3.860	31.529	23.864	64,800
2.300	17.719	13.151	60,228	3.900	31.894	24.149	64,893
2.340	18.062	13.416	60,376	3.940	32.258	24.434	64,986
2.380	18.407	13.680	60,522	3.980	32.623	24.720	65,078
2.420	18.572	13.946	60,666	4.020	32.989	25.006	65,169
2.460	19.097	14.212	60,808	4.060	33.355	25.292	65,260
2.500	19.443	14.479	60,946	4.100	33.722	25.580	65,350
2.540	19.790	14.746	61,084	4.140	34.089	25.867	64,439
2.580	20.138	15.014	61,220	4.180	34.456	26.155	65,527
2.620	20.485	15.282	61,354	4.220	34.824	26.144	65,615
2.660	20.834	15.551	61,486	4.260	35.192	26.733	65,702
2.700	21.183	15.821	61,616	4.300	35.561	27.022	65,788
2.740	21.533	16.091	61,744	4.340	35.930	27.312	65,873
2.780	21.883	16.362	61,871	4.380	36.300	27.602	65,958
2.820	22.232	16.633	61,996	4.420	36.670	27.823	66,042
2.860	22.584	16.905	62,120	4.460	37.041	28.184	66,125
2.900	22.936	17.177	62,242	4.500	37.412	28.475	66,208
2.940	23.288	17.450	62,363	4.540	37.783	28.768	66,290
2.980	23.641	17.723	62,483	4.580	38.155	29.060	66,372
3.020	23.994	17.997	62,599	4.620	38.528	29.353	66,453
3.060	24.348	18.271	62,716	4.660	38.900	29.646	66,533
3.100	24.703	18.546	62,831	4.700	39.274	29.940	66,613
3.140	25.057	18.822	62,945	4.740	39.647	30.234	66,691
3.180	25.413	19.098	63,057	4.780	40.021	30.529	66,770
3.220	25.769	19.374	63,169	4.820	40.396	30.824	66,848
3.260	26.175	19.651	63,279	4.860	40.771	31.120	66,925
3.300	26.412	19.928	63,386	4.900	41.146	31.415	67,003
3.340	26.839	20.206	63,494	5.000	42.086	32.157	67,193
3.380	27.197	20.485	63,601	5.100	43.021	32.901	67,380
3.420	27.555	20.763	63,706	5.200	43.974	33.648	67,562
3.460	27.914	21.043	63,811	5.300	44.922	34.397	67,743

TABELA A–20E

Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.108,2	1.512,4	46,353	1.080	9.575,8	7.431,1	58,072
320	2.256,6	1.621,1	46,832	1.100	9.802,6	7.618,1	58,281
340	2.407,3	1.732,1	47,289	1.120	10.030,6	7.806,4	58,485
360	2.560,5	1.845,6	47,728	1.140	10.260,1	7.996,2	58,689
380	2.716,4	1.961,8	48,148	1.160	10.490,6	8.187,0	58,889
400	2.874,7	2.080,4	48,555	1.180	10.722,3	8.379,0	59,088
420	3.035,7	2.201,7	48,947	1.200	10.955,3	8.572,3	59,283
440	3.199,4	2.325,6	49,329	1.220	11.189,4	8.766,6	59,477
460	3.365,7	2.452,2	49,698	1.240	11.424,6	8.962,1	59,668
480	3.534,7	2.581,5	50,058	1.260	11.661,0	9.158,8	59,858
500	3.706,2	2.713,3	50,408	1.280	11.898,4	9.356,5	60,044
520	3.880,3	2.847,7	50,750	1.300	12.136,9	9.555,3	60,229
537	4.027,5	2.963,8	51,032	1.320	12.376,4	9.755,0	60,412
540	4.056,8	2.984,4	51,082	1.340	12.617,0	9.955,9	60,593
560	4.235,8	3.123,7	51,408	1.360	12.858,5	10.157,7	60,772
580	4.417,2	3.265,4	51,726	1.380	13.101,0	10.360,5	60,949
600	4.600,9	3.409,4	52,038	1.400	13.344,7	10.564,5	61,124
620	4.786,6	3.555,6	52,343	1.420	13.589,1	10.769,2	61,298
640	4.974,9	3.704,0	52,641	1.440	13.834,5	10.974,8	61,469
660	5.165,2	3.854,6	52,934	1.460	14.080,8	11.181,4	61,639
680	5.357,6	4.007,2	53,225	1.480	14.328,0	11.388,9	61,800
700	5.552,0	4.161,9	53,503	1.500	14.576,0	11.597,2	61,974
720	5.748,4	4.318,6	53,780	1.520	14.824,9	11.806,4	62,138
740	5.946,8	4.477,3	54,051	1.540	15.074,7	12.016,5	62,302
760	6.147,0	4.637,9	54,319	1.560	15.325,3	12.227,3	62,464
780	6.349,1	4.800,1	54,582	1.580	15.576,7	12.439,0	62,624
800	6.552,9	4.964,2	54,839	1.600	15.829,0	12.651,6	62,783
820	6.758,3	5.129,9	55,093	1.620	16.081,9	12.864,8	62,939
840	6.965,7	5.297,6	55,343	1.640	16.335,7	13.078,9	63,095
860	7.174,7	5.466,9	55,589	1.660	16.590,2	13.293,7	63,250
880	7.385,3	5.637,7	55,831	1.680	16.845,5	13.509,2	63,403
900	7.597,6	5.810,3	56,070	1.700	17.101,4	13.725,4	63,555
920	7.811,4	5.984,4	56,305	1.720	17.358,1	13.942,4	63,704
940	8.026,8	6.160,1	56,536	1.740	17.615,5	14.160,1	63,853
960	8.243,8	6.337,4	56,765	1.760	17.873,5	14.378,4	64,001
980	8.462,2	6.516,1	56,990	1.780	18.132,2	14.597,4	64,147
1.000	8.682,1	6.696,2	57,212	1.800	18.391,5	14.816,9	64,292
1.020	8.903,4	6.877,8	57,432	1.820	18.651,5	15.037,2	64,435
1.040	9.126,2	7.060,9	57,647	1.840	18.912,2	15.258,2	64,578
1.060	9.350,3	7.245,3	57,861	1.860	19.173,4	15.479,7	64,719

TABELA A–20E

Propriedades de gás ideal do dióxido de carbono, CO_2 (*conclusão*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
1.900	19.698	15.925	64,999	3.500	41.965	35.015	73,462
1.940	20.224	16.372	65,272	3.540	42.543	35.513	73,627
1.980	20.753	16.821	65,543	3.580	43.121	36.012	73,789
2.020	21.284	17.273	65,809	3.620	43.701	36.512	73,951
2.060	21.818	17.727	66,069	3.660	44.280	37.012	74,110
2.100	22.353	18.182	66,327	3.700	44.861	37.513	74,267
2.140	22.890	18.640	66,581	3.740	45.442	38.014	74,423
2.180	23.429	19.101	66,830	3.780	46.023	38.517	74,578
2.220	23.970	19.561	67,076	3.820	46.605	39.019	74,732
2.260	24.512	20.024	67,319	3.860	47.188	39.522	74,884
2.300	25.056	20.489	67,557	3.900	47.771	40.026	75,033
2.340	25.602	20.955	67,792	3.940	48.355	40.531	75,182
2.380	26.150	21.423	68,025	3.980	48.939	41.035	75,330
2.420	26.699	21.893	68,253	4.020	49.524	41.541	75,477
2.460	27.249	22.364	68,479	4.060	50.109	42.047	75,622
2.500	27.801	22.837	68,702	4.100	50.695	42.553	75,765
2.540	28.355	23.310	68,921	4.140	51.282	43.060	75,907
2.580	28.910	23.786	69,138	4.180	51.868	43.568	76,048
2.620	29.465	24.262	69,352	4.220	52.456	44.075	76,188
2.660	30.023	24.740	69,563	4.260	53.044	44.584	76,327
2.700	30.581	25.220	69,771	4.300	53.632	45.093	76,464
2.740	31.141	25.701	69,977	4.340	54.221	45.602	76,601
2.780	31.702	26.181	70,181	4.380	54.810	46.112	76,736
2.820	32.264	26.664	70,382	4.420	55.400	46.622	76,870
2.860	32.827	27.148	70,580	4.460	55.990	47.133	77,003
2.900	33.392	27.633	70,776	4.500	56.581	47.645	77,135
2.940	33.957	28.118	70,970	4.540	57.172	48.156	77,266
2.980	34.523	28.605	71,160	4.580	57.764	48.668	77,395
3.020	35.090	29.093	71,350	4.620	58.356	49.181	77,581
3.060	35.659	29.582	71,537	4.660	58.948	49.694	77,652
3.100	36.228	30.072	71,722	4.700	59.541	50.208	77,779
3.140	36.798	30.562	71,904	4.740	60.134	50.721	77,905
3.180	37.369	31.054	72,085	4.780	60.728	51.236	78,029
3.220	37.941	31.546	72,264	4.820	61.322	51.750	78,153
3.260	38.513	32.039	72,441	4.860	61.916	52.265	78,276
3.300	39.087	32.533	72,616	4.900	62.511	52.781	78,398
3.340	39.661	33.028	72,788	5.000	64.000	54.071	78,698
3.380	40.236	33.524	72,960	5.100	65.491	55.363	78,994
3.420	40.812	34.020	73,129	5.200	66.984	56.658	79,284
3.460	41.388	34.517	73,297	5.300	68.471	57.954	79,569

TABELA A–21E

Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.081,9	1.486,1	43,223	1.080	7.571,1	5.426,4	52,203
320	2.220,9	1.585,4	43,672	1.100	7.716,8	5.532,3	52,337
340	2.359,9	1.684,7	44,093	1.120	7.862,9	5.638,7	52,468
360	2.498,8	1.783,9	44,490	1.140	8.009,2	5.745,4	52,598
380	2.637,9	1.883,3	44,866	1.160	8.156,1	5.851,5	52,726
400	2.776,9	1.982,6	45,223	1.180	8.303,3	5.960,0	52,852
420	2.916,0	2.081,9	45,563	1.200	8.450,8	6.067,8	52,976
440	3.055,0	2.181,2	45,886	1.220	8.598,8	6.176,0	53,098
460	3.194,0	2.280,5	46,194	1.240	8.747,2	6.284,7	53,218
480	3.333,0	2.379,8	46,491	1.260	8.896,0	6.393,8	53,337
500	3.472,1	2.479,2	46,775	1.280	9.045,0	6.503,1	53,455
520	3.611,2	2.578,6	47,048	1.300	9.194,6	6.613,0	53,571
537	3.725,1	2.663,1	47,272	1.320	9.344,6	6.723,2	53,685
540	3.750,3	2.677,9	47,310	1.340	9.494,8	6.833,7	53,799
560	3.889,5	2.777,4	47,563	1.360	9.645,5	6.944,7	53,910
580	4.028,7	2.876,9	47,807	1.380	9.796,6	7.056,1	54,021
600	4.168,0	2.976,5	48,044	1.400	9.948,1	7.167,9	54,129
620	4.307,4	3.076,2	48,272	1.420	10.100,0	7.280,1	54,237
640	4.446,9	3.175,9	48,494	1.440	10.252,2	7.392,6	54,344
660	4.586,6	3.275,8	48,709	1.460	10.404,8	7.505,4	54,448
680	4.726,2	3.375,8	48,917	1.480	10.557,8	7.618,7	54,522
700	4.886,0	3.475,9	49,120	1.500	10.711,1	7.732,3	54,665
720	5.006,1	3.576,3	49,317	1.520	10.864,9	7.846,4	54,757
740	5.146,4	3.676,9	49,509	1.540	11.019,0	7.960,8	54,858
760	5.286,8	3.777,5	49,697	1.560	11.173,4	8.075,4	54,958
780	5.427,4	3.878,4	49,880	1.580	11.328,2	8.190,5	55,056
800	5.568,2	3.979,5	50,058	1.600	11.483,4	8.306,0	55,154
820	5.709,4	4.081,0	50,232	1.620	11.638,9	8.421,8	55,251
840	5.850,7	4.182,6	50,402	1.640	11.794,7	8.537,9	55,347
860	5.992,3	4.284,5	50,569	1.660	11.950,9	8.654,4	55,411
880	6.134,2	4.386,6	50,732	1.680	12.107,5	8.771,2	55,535
900	6.276,4	4.489,1	50,892	1.700	12.264,3	8.888,3	55,628
920	6.419,0	4.592,0	51,048	1.720	12.421,4	9.005,7	55,720
940	6.561,7	4.695,0	51,202	1.740	12.579,0	9.123,6	55,811
960	6.704,9	4.798,5	51,353	1.760	12.736,7	9.241,6	55,900
980	6.848,4	4.902,3	51,501	1.780	12.894,9	9.360,0	55,990
1.000	6.992,2	5.006,3	51,646	1.800	13.053,2	9.478,6	56,078
1.020	7.136,4	5.110,8	51,788	1.820	13.212,0	9.597,7	56,166
1.040	7.281,0	5.215,7	51,929	1.840	13.371,0	9.717,0	56,253
1.060	7.425,9	5.320,9	52,067	1.860	13.530,2	9.836,5	56,339

TABELA A–21E

Propriedades de gás ideal do monóxido de carbono, CO (*conclusão*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
1.900	13.850	10.077	56,509	3.500	27.262	20.311	61,612
1.940	14.170	10.318	56,677	3.540	27.608	20.576	61,710
1.980	14.492	10.560	56,841	3.580	27.954	20.844	61,807
2.020	14.815	10.803	57,007	3.620	28.300	21.111	61,903
2.060	15.139	11.048	57,161	3.660	28.647	21.378	61,998
2.100	15.463	11.293	57,317	3.700	28.994	21.646	62,093
2.140	15.789	11.539	57,470	3.740	29.341	21.914	62,186
2.180	16.116	11.787	57,621	3.780	29.688	22.182	62,279
2.220	16.443	12.035	57,770	3.820	30.036	22.450	62,370
2.260	16.722	12.284	57,917	3.860	30.384	22.719	62,461
2.300	17.101	12.534	58,062	3.900	30.733	22.988	62,511
2.340	17.431	12.784	58,204	3.940	31.082	23.257	62,640
2.380	17.762	13.035	58,344	3.980	31.431	23.527	62,728
2.420	18.093	13.287	58,482	4.020	31.780	23.797	62,816
2.460	18.426	13.541	58,619	4.060	32.129	24.067	62,902
2.500	18.759	13.794	58,754	4.100	32.479	24.337	62,988
2.540	19.093	14.048	58,885	4.140	32.829	24.608	63,072
2.580	19.427	14.303	59,016	4.180	33.179	24.878	63,156
2.620	19.762	14.559	59,145	4.220	33.530	25.149	63,240
2.660	20.098	14.815	59,272	4.260	33.880	25.421	63,323
2.700	20.434	15.072	59,398	4.300	34.231	25.692	63,405
2.740	20.771	15.330	59,521	4.340	34.582	25.934	63,486
2.780	21.108	15.588	59,644	4.380	34.934	26.235	63,567
2.820	21.446	15.846	59,765	4.420	35.285	26.508	63,647
2.860	21.785	16.105	59,884	4.460	35.637	26.780	63,726
2.900	22.124	16.365	60,002	4.500	35.989	27.052	63,805
2.940	22.463	16.225	60,118	4.540	36.341	27.325	63,883
2.980	22.803	16.885	60,232	4.580	36.693	27.598	63,960
3.020	23.144	17.146	60,346	4.620	37.046	27.871	64,036
3.060	23.485	17.408	60,458	4.660	37.398	28.144	64,113
3.100	23.826	17.670	60,569	4.700	37.751	28.417	64,188
3.140	24.168	17.932	60,679	4.740	38.104	28.691	64,263
3.180	24.510	18.195	60,787	4.780	38.457	28.965	64,337
3.220	24.853	18.458	60,894	4.820	38.811	29.239	64,411
3.260	25.196	18.722	61,000	4.860	39.164	29.513	64,484
3.300	25.539	18.986	61,105	4.900	39.518	29.787	64,556
3.340	25.883	19.250	61,209	5.000	40.403	30.473	64,735
3.380	26.227	19.515	61,311	5.100	41.289	31.161	64,910
3.420	26.572	19.780	61,412	5.200	42.176	31.849	65,082
3.460	26.917	20.045	61,513	5.300	43.063	32.538	65,252

TABELA A–22E

Propriedades de gás ideal do hidrogênio, H_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.063,5	1.467,7	27,337	1.400	9.673,8	6.893,6	37,883
320	2.189,4	1.553,9	27,742	1.500	10.381,5	7.402,7	38,372
340	2.317,2	1.642,0	28,130	1.600	11.092,5	7.915,1	38,830
360	2.446,8	1.731,9	28,501	1.700	11.807,4	8.431,4	39,264
380	2.577,8	1.823,2	28,856	1.800	12.526,8	8.952,2	39,675
400	2.710,2	1.915,8	29,195	1.900	13.250,9	9.477,8	40,067
420	2.843,7	2.009,6	29,520	2.000	13.980,1	10.008,4	40,441
440	2.978,1	2.104,3	29,833	2.100	14.714,5	10.544,2	40,799
460	3.113,5	2.200,0	30,133	2.200	15.454,4	11.085,5	41,143
480	3.249,4	2.296,2	20,424	2.300	16.199,8	11.632,3	41,475
500	3.386,1	2.393,2	30,703	2.400	16.950,6	12.184,5	41,794
520	3.523,2	2.490,6	30,972	2.500	17.707,3	12.742,6	42,104
537	3.640,3	2.573,9	31,194	2.600	18.469,7	13.306,4	42,403
540	3.660,9	2.588,5	31,232	2.700	19.237,8	13.876,0	42,692
560	3.798,8	2.686,7	31,482	2.800	20.011,8	14.451,4	42,973
580	3.937,1	2.785,3	31,724	2.900	20.791,5	15.032,5	43,247
600	4.075,6	2.884,1	31,959	3.000	21.576,9	15.619,3	43,514
620	4.214,3	2.983,1	32,187	3.100	22.367,7	16.211,5	43,773
640	4.353,1	3.082,1	32,407	3.200	23.164,1	16.809,3	44,026
660	4.492,1	3.181,4	32,621	3.300	23.965,5	17.412,1	44,273
680	4.631,1	3.280,7	32,829	3.400	24.771,9	18.019,9	44,513
700	4.770,2	3.380,1	33,031	3.500	25.582,9	18.632,4	44,748
720	4.909,5	3.479,6	33,226	3.600	26.398,5	19.249,4	44,978
740	5.048,8	3.579,2	33,417	3.700	27.218,5	19.870,8	45,203
760	5.188,1	3.678,8	33,603	3.800	28.042,8	20.496,5	45,423
780	5.327,6	3.778,6	33,784	3.900	28.871,1	21.126,2	45,638
800	5.467,1	3.878,4	33,961	4.000	29.703,5	21.760,0	45,849
820	5.606,7	3.978,3	34,134	4.100	30.539,8	22.397,7	46,056
840	5.746,3	4.078,2	34,302	4.200	31.379,8	23.039,2	46,257
860	5.885,9	4.178,0	34,466	4.300	32.223,5	23.684,3	46,456
880	6.025,6	4.278,0	34,627	4.400	33.070,9	24.333,1	46,651
900	6.165,3	4.378,0	34,784	4.500	33.921,6	24.985,2	46,842
920	6.305,1	4.478,1	34,938	4.600	34.775,7	25.640,7	47,030
940	6.444,9	4.578,1	35,087	4.700	35.633,0	26.299,4	47,215
960	6.584,7	4.678,3	35,235	4.800	36.493,4	26.961,2	47,396
980	6.724,6	4.778,4	35,379	4.900	37.356,9	27.626,1	47,574
1.000	6.864,5	4.878,6	35,520	5.000	38.223,3	28.294,0	47,749
1.100	7.564,6	5.380,1	36,188	5.100	39.092,8	28.964,9	47,921
1.200	8.265,8	5.882,8	36,798	5.200	39.965,1	29.638,6	48,090
1.300	8.968,7	6.387,1	37,360	5.300	40.840,2	30.315,1	48,257

TABELA A–23E

Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
300	2.367,6	1.771,8	40,439	1.080	8.768,2	6.623,5	50,854
320	2.526,8	1.891,3	40,952	1.100	8.942,0	6.757,5	51,013
340	2.686,0	2.010,8	41,435	1.120	9.116,4	6.892,2	51,171
360	2.845,1	2.130,2	41,889	1.140	9.291,4	7.027,5	51,325
380	3.004,4	2.249,8	42,320	1.160	9.467,1	7.163,5	51,478
400	3.163,8	2.369,4	42,728	1.180	9.643,4	7.300,1	51,360
420	3.323,2	2.489,1	43,117	1.200	9.820,4	7.437,4	51,777
440	3.482,7	2.608,9	43,487	1.220	9.998,0	7.575,2	51,925
460	3.642,3	2.728,8	43,841	1.240	10.176,1	7.713,6	52,070
480	3.802,0	2.848,8	44,182	1.260	10.354,9	7.852,7	52,212
500	3.962,0	2.969,1	44,508	1.280	10.534,4	7.992,5	52,354
520	4.122,0	3.089,4	44,821	1.300	10.714,5	8.132,9	52,494
537	4.258,0	3.191,9	45,079	1.320	10.895,3	8.274,0	52,631
540	4.282,4	3.210,0	45,124	1.340	11.076,6	8.415,5	52,768
560	4.442,8	3.330,7	45,415	1.360	11.258,7	8.557,9	52,903
580	4.603,7	3.451,9	45,696	1.380	11.441,4	8.700,9	53,037
600	4.764,7	3.573,2	45,970	1.400	11.624,8	8.844,6	53,168
620	4.926,1	3.694,9	46,235	1.420	11.808,8	8.988,9	53,299
640	5.087,8	3.816,8	46,492	1.440	11.993,4	9.133,8	53,428
660	5.250,0	3.939,3	46,741	1.460	12.178,8	9.279,4	53,556
680	5.412,5	4.062,1	46,984	1.480	12.364,8	9.425,7	53,682
700	5.575,4	4.185,3	47,219	1.500	12.551,4	9.572,7	53,808
720	5.738,8	4.309,0	47,450	1.520	12.738,8	9.720,3	53,932
740	5.902,6	4.433,1	47,673	1.540	12.926,8	9.868,6	54,055
760	6.066,9	4.557,6	47,893	1.560	13.115,6	10.017,6	54,117
780	6.231,7	4.682,7	48,106	1.580	13.305,0	10.167,3	54,298
800	6.396,9	4.808,2	48,316	1.600	13.494,4	10.317,6	54,418
820	6.562,6	4.934,2	48,520	1.620	13.685,7	10.468,6	54,535
840	6.728,9	5.060,8	48,721	1.640	13.877,0	10.620,2	54,653
860	6.895,6	5.187,8	48,916	1.660	14.069,2	10.772,7	54,770
880	7.062,9	5.315,3	49,109	1.680	14.261,9	10.925,6	54,886
900	7.230,9	5.443,6	49,298	1.700	14.455,4	11.079,4	54,999
920	7.399,4	5.572,4	49,483	1.720	14.649,5	11.233,8	55,113
940	7.568,4	5.701,7	49,665	1.740	14.844,3	11.388,9	55,226
960	7.738,0	5.831,6	49,843	1.760	15.039,8	11.544,7	55,339
980	7.908,2	5.962,0	50,019	1.780	15.236,1	11.701,2	55,449
1.000	8.078,2	6.093,0	50,191	1.800	15.433,0	11.858,4	55,559
1.020	8.250,4	6.224,8	50,360	1.820	15.630,6	12.016,3	55,668
1.040	8.422,4	6.357,1	50,528	1.840	15.828,7	12.174,7	55,777
1.060	8.595,0	6.490,0	50,693	1.860	16.027,6	12.333,9	55,884

TABELA A–23E

Propriedades de gás ideal do vapor de água, H_2O (*continuação*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol·R
1.900	16.428	12.654	56,097	3.500	34.324	27.373	62,876
1.940	16.830	12.977	56,307	3.540	34.809	27.779	63,015
1.980	17.235	13.303	56,514	3.580	35.296	28.187	63,153
2.020	17.643	13.632	56,719	3.620	35.785	28.596	63,288
2.060	18.054	13.963	56,920	3.660	36.274	29.006	63,423
2.100	18.467	14.297	57,119	3.700	36.765	29.418	63,557
2.140	18.883	14.633	57,315	3.740	37.258	29.831	63,690
2.180	19.301	14.972	57,509	3.780	37.752	30.245	63,821
2.220	19.722	15.313	57,701	3.820	38.247	30.661	63,952
2.260	20.145	15.657	57,889	3.860	38.743	31.077	64,082
2.300	20.571	16.003	58,077	3.900	39.240	31.495	64,210
2.340	20.999	16.352	58,261	3.940	39.739	31.915	64,338
2.380	21.429	16.703	58,445	3.980	40.239	32.335	64,465
2.420	21.862	17.057	58,625	4.020	40.740	32.757	64,591
2.460	22.298	17.413	58,803	4.060	41.242	33.179	64,715
2.500	22.735	17.771	58,980	4.100	41.745	33.603	64,839
2.540	23.175	18.131	59,155	4.140	42.250	34.028	64,962
2.580	23.618	18.494	59,328	4.180	42.755	34.454	65,084
2.620	24.062	18.859	59,500	4.220	43.267	34.881	65,204
2.660	24.508	19.226	59,669	4.260	43.769	35.310	65,325
2.700	24.957	19.595	59,837	4.300	44.278	35.739	65,444
2.740	25.408	19.967	60,003	4.340	44.788	36.169	65,563
2.780	25.861	20.340	60,167	4.380	45.298	36.600	65,680
2.820	26.316	20.715	60,330	4.420	45.810	37.032	65,797
2.860	26.773	21.093	60,490	4.460	46.322	37.465	65,913
2.900	27.231	21.472	60,650	4.500	46.836	37.900	66,028
2.940	27.692	21.853	60,809	4.540	47.350	38.334	66,142
2.980	28.154	22.237	60,965	4.580	47.866	38.770	66,255
3.020	28.619	22.621	61,120	4.620	48.382	39.207	66,368
3.060	29.085	23.085	61,274	4.660	48.899	39.645	66,480
3.100	29.553	23.397	61,426	4.700	49.417	40.083	66,591
3.140	30.023	23.787	61,577	4.740	49.936	40.523	66,701
3.180	30.494	24.179	61,727	4.780	50.455	40.963	66,811
3.220	30.967	24.572	61,874	4.820	50.976	41.404	66,920
3.260	31.442	24.968	62,022	4.860	51.497	41.856	67,028
3.300	31.918	25.365	62,167	4.900	52.019	42.288	67,135
3.340	32.396	25.763	62,312	5.000	53.327	43.398	67,401
3.380	32.876	26.164	62,454	5.100	54.640	44.512	67,662
3.460	33.839	26.968	62,738	5.300	57.279	46.754	68,172

TABELA A–26E

Entalpia de formação, função de formação de Gibbs e entropia absoluta a 77 °F e 1 atm

Substância	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{g}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/lbmol·R
Carbono	$C(s)$	0	0	1,36
Hidrogênio	$H_2(g)$	0	0	31,21
Nitrogênio	$N_2(g)$	0	0	45,77
Oxigênio	$O_2(g)$	0	0	49,00
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−47.540	−59.010	47,21
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−169.300	−169.680	51,07
Vapor de água	$H_2O(g)$	−104.040	−98.350	45,11
Água	$H_2O(\ell)$	−122.970	−102.040	16,71
Peróxido de hidrogênio	$H_2O_2(g)$	−58.640	−45.430	55,60
Amônia	$NH_3(g)$	−19.750	−7.140	45,97
Metano	$CH_4(g)$	−32.210	−21.860	44,49
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+97.540	+87.990	48,00
Etileno	$C_2H_4(g)$	+22.490	+29.306	52,54
Etano	$C_2H_6(g)$	−36.420	−14.150	54,85
Propileno	$C_3H_6(g)$	+8.790	+26.980	63,80
Propano	$C_3H_8(g)$	−44.680	−10.105	64,51
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−54.270	−6.760	74,11
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−89.680	+7.110	111,55
n-Octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−107.530	+2.840	86,23
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−125.190	+21.570	148,86
Benzeno	$C_6H_6(g)$	+35.680	+55.780	64,34
Álcool metílico	$CH_3OH(g)$	−86.540	−69.700	57,29
Álcool metílico	$CH_3OH(\ell)$	−102.670	−71.570	30,30
Álcool etílico	$C_2H_5OH(g)$	−101.230	−72.520	67,54
Álcool etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−119.470	−75.240	38,40
Oxigênio	$O(g)$	+107.210	+99.710	38,47
Hidrogênio	$H(g)$	+93.780	+87.460	27,39
Nitrogênio	$N(g)$	+203.340	+195.970	36,61
Hidroxila	$OH(g)$	+16.790	+14.750	43,92

Fonte: De JANAF, *Thermochemical Tables* (Midland, MI: Dow Chemical Co., 1971); *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; e API *Research Project 44* (Carnegie Press, 1953).

TABELA A–27E

Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns

Combustível (fase)	Fórmula	Massa molar, lbm/lbmol	Densidade,[1] lbm/pé³	Entalpia de vaporização,[2] Btu/lbm	Calor específico,[1] c_p Btu/ lbm·°F	Poder calorífico superior,[3] Btu/lbm	Poder calorífico inferior,[3] Btu/lbm
Carbono (s)	C	12,011	125	—	0,169	14.100	14.100
Hidrogênio (*g*)	H_2	2,016	—	—	3,44	60.970	51.600
Monóxido de carbono (*g*)	CO	28,013	—	—	0,251	4.340	4.340
Metano (*g*)	CH_4	16,043	—	219	0,525	23.880	21.520
Metanol (ℓ)	CH_4O	32,042	49,3	502	0,604	9.740	8.570
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26,038	—	—	0,404	21.490	20.760
Etano (*g*)	C_2H_6	30,070	—	74	0,418	22.320	20.430
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46,069	49,3	395	0,583	12.760	11.530
Propano (ℓ)	C_3H_8	44,097	31,2	144	0,662	21.640	19.930
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58,123	36,1	156	0,578	21.130	19.510
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70,134	40,0	156	0,525	20.540	19.190
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72,150	39,1	—	0,554	20.890	19.310
Benzeno (ℓ)	C_6H_6	78,114	54,7	186	0,411	17.970	17.240
Hexeno (ℓ)	C_6H_{12}	84,161	42,0	169	0,439	20.430	19.090
Hexano (ℓ)	C_6H_{14}	86,177	41,2	157	0,542	20.770	19.240
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92,141	54,1	177	0,408	18.230	17.420
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100,204	42,7	157	0,535	20.680	19.180
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114,231	43,9	156	0,533	20.590	19.100
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142,285	45,6	155	0,528	20.490	19.020
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1,87n}$	100–110	45–49	151	0,57	20.300	18.900
Diesel leve (ℓ)	$C_nH_{1,8n}$	170	49–52	116	0,53	19.800	18.600
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1,7n}$	200	51–55	99	0,45	19.600	18.400
Gás natural (*g*)	$C_nH_{3,8n}N_{0,1n}$	18	—	—	0,48	21.500	19.400

[1] A 1 atm e 68 °F.
[2] A 77 °F para combustíveis líquidos, e 1 atm e temperatura normal de ebulição para combustíveis gasosos.
[3] A 77 °F. Multiplicar pela massa molar para obter os valores de aquecimento em Btu/lbmol.

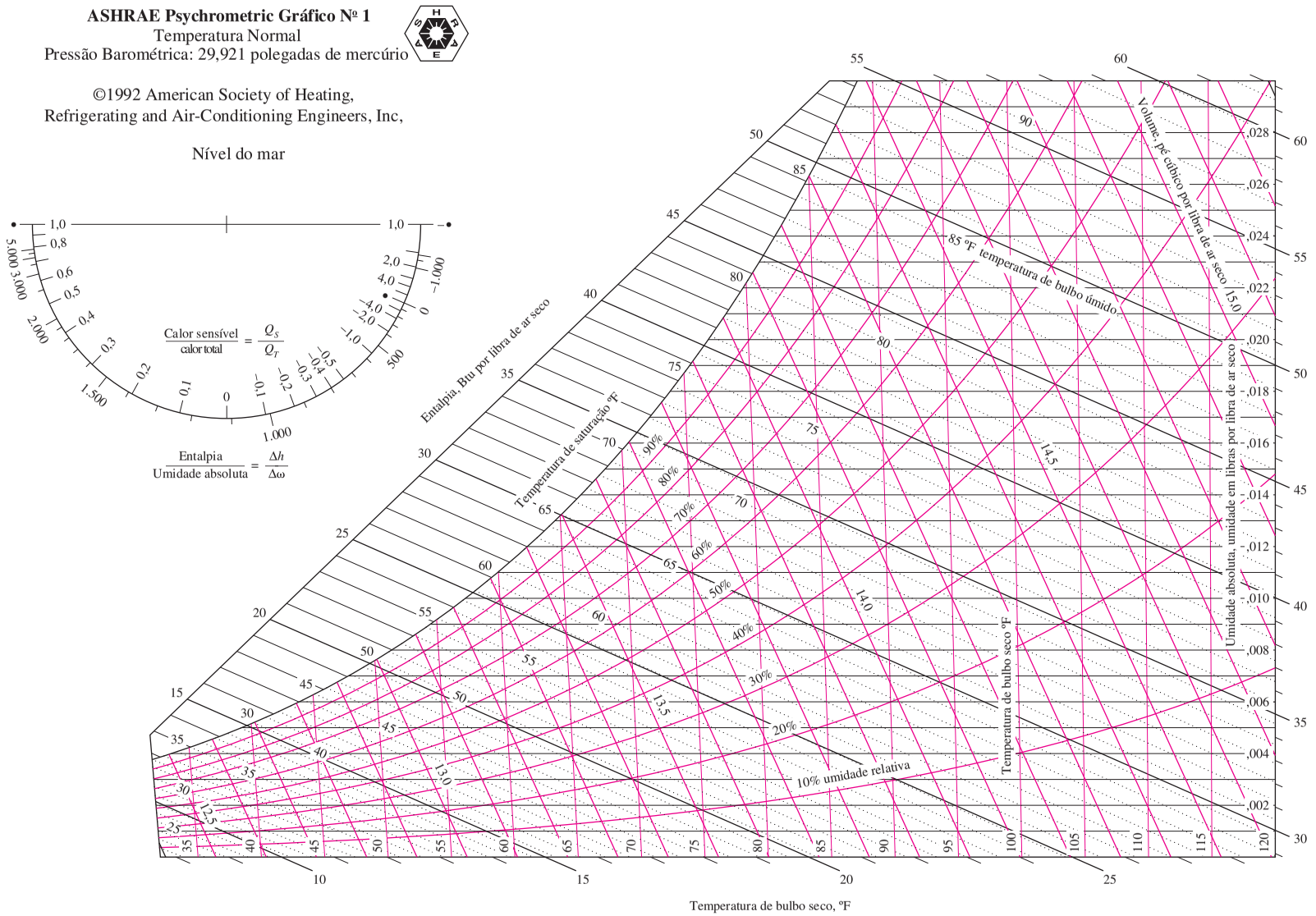

ASHRAE Psychrometric Gráfico Nº 1
Temperatura Normal
Pressão Barométrica: 29,921 polegadas de mercúrio
©1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc,
Nível do mar
Calor sensível / calor total = Qs / Qt
Entalpia / Umidade absoluta = Δh / Δω
Entalpia, Btu por libra de ar seco
Temperatura de saturação °F
Volume, pé cúbico por libra de ar seco
Umidade absoluta, umidade em libras por libra de ar seco
Temperatura de bulbo seco °F
85 °F temperatura de bulbo úmido
10% umidade relativa
Temperatura de bulbo seco, °F
Elaborado pelo Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.

FIGURA A–31E Carta psicrométrica à pressão total de 1 atm.

Da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA; usado com permissão.

Índice

A

Absortividade, 94-95
Acúmulo de gelo, bombas de calor, 626
Água, 19-20, 914-925, 964-975
  comprimida, 922, 972
  diagrama Mollier (*h*-*s*), 925, 975
  Diagrama *T*-*s* para, 924, 974
  referências de temperatura para, 19-20
  saturado, 914-917, 964-967
  superaquecido, 918-921, 968-971
  tabelas de propriedades e diagramas para, 914-925, 964-975
  vapor de água-gelo, saturado, 923, 973
Algarismos significativos, 37-38
Altura manométrica, 24
Ambiente, sistemas, 424-425
Ampère (A), unidade de, 5
Analisador de gases de Orsat, 773
Análise
  gravimétrica, misturas de gases, 694
  volumétrica, misturas de gases, 697
Análise da Energia, 163-213, 215-276, 557-560
  balanço de energia, 163, 169-174, 195, 227-229, 243-244, 251
  balanço de massa, 218-222, 243, 251
  bocais, 221, 230-232
  calores específicos, 163, 174-178, 195
  câmaras de mistura, 237-238
  ciclo de Rankine, 557-560
  compressores, 233-234
  conservação de energia, 247-250
  conservação de massa, 216-222, 251
  difusores, 230-231
  equações de energia para, 227-229, 243-244, 247-251
  escoamento (fluxo) em dutos, 241-242
  escoamento (fluxo) em tubos, 241-242
  gases ideais, 176-183, 195
  primeira lei da termodinâmica e, 169-174, 195, 247-248, 251
  processo em regime permanente, 219-222, 226-242, 251
  processo em regime transiente, 242-247, 251
  processo em regime uniforme, 243-247, 251
  processo politrópico, 168-169, 195
  sistema em regime permanente com uma única corrente, 220
  sistemas fechados, 163-213
  substâncias incompressíveis, 183-187, 195, 220-222
  trabalho de fluxo, 223-226, 251
  trabalho de fronteira (em movimento), 163-169, 195
  transferência de calor (Q), 227-228, 244, 248
  transferência de trabalho (W), 227-228, 248-250
  trocadores de calor, 238-241
  turbinas, 229, 233-235
  válvulas de estrangulamento e, 235-237
  variação da energia cinética (Δec), 229, 251
  variação da energia interna (Δu), 176-178, 183-184
  variação da energia potencial (Δep), 229, 251
  variação de entalpia (Δh), 176-178, 183-184, 229, 251
  volumes de controle (VC), 215-276
Análise de segunda lei, 527-530, 579-581, 619-624, 792-798
  ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 619-624
  ciclos de potência a gás 527-530
  ciclos de potência a vapor, 579-581
  destruição de exergia ($X_{\text{destruída}}$) de, 528-530, 538, 579-581, 792
  sistemas químicos reativos, 792-798
  trabalho reversível (W_{rev}) e, 792-798
Ângulo de
  deflexão (θ), 876-877
  Mach (θ), 880
  viragem (β), 876-877
Aquecedores de água de alimentação (AAA), 571-579, 592
  aberto (contato direto), 571-573
  fechado, 573-579
Aquecimento global (mudanças climáticas), 89-90
Ar, 29-30, 52-53, 86-89, 732-741, 752-754, 772-778, 800, 849-851, 934-935, 982-983
  atmosférico, 732-733, 753
  combustão, quantidades para, 772-778, 800
  conversão de energia e, 52-53
  deficiência de, 773
  diagramas psicrométricos e, 740-741
  estequiométrico, 772-773, 800
  excesso, 773, 800
  fluxo compressível de, 849-851
  lei do ar limpo, 87-88
  misturas de gás-vapor e, 732-741, 752-754
  percentuais de, 773, 800
  poluição, 86-89
  pressão atmosférica padrão (P_{atm}), 29-30
  propriedades do gás ideal de, 934-935, 982-983
  saturado, 146-147
  seco, 732-733, 753
  temperatura de bulbo seco (T), 734, 754
  temperatura de bulbo úmido (T_{bu}), 737-740, 754
  temperatura de estagnação (T_0), 849-850
  temperatura de saturação adiabática, 737-740, 754
  temperatura dinâmica, 849
  temperatura do ponto de orvalho (T_{po}), 735-737, 754
  teórico, 772-773, 800
arranjo molecular de, 113
Atmosfera padrão, unidade de, 29-30
Atrito,
  irreversibilidade de, 295-296
  no fluido, 560

Aumento de pressão da caldeira, 564-567
Autoignição, 497

B

Balanço, *ver* Balanço de energia, Balanço de entropia; Balanço de exergia; Balanço de massa
Balanço de energia, 71-74, 97, 163, 169-174, 195, 227-229, 243-244, 251, 784-787, 800
  análise de energia e, 163, 169-174, 195, 227-229, 243-244, 251
  na forma de taxa, 54, 74, 96-97, 170, 216-218
  por unidade de massa, 74, 97, 170
  primeira lei da termodinâmica e, 71-72, 97, 195
  processo em regime permanente, 227-229, 251, 784-786, 800
  processos em regime transiente, 243-244, 251
  sistema em ciclo e, 74, 170
  sistemas fechados, 163, 169-174, 195, 784, 786-787, 800
  sistemas químicos reativos, 784-787, 800
  variações no sistema e, 73-74, 97
  volume de controle (VC), 227-229, 243-244, 251
Balanço de entropia, 375-387, 397, 790-791, 800
  geração de entropia (S_{ger}), 377-387
  mecanismos de transferência, 347, 376-377
  sistemas fechados e, 378-379
  sistemas químicos reativos, 790-791, 800
  taxa mássica, 377
  transferência de calor, 376, 384-387
  variação de entropia (ΔS) de um sistema, 375
  volumes de controle (VC) e, 379-380
Balanço de exergia, 445-464, 469
  na forma de taxa (x), 445-446, 457, 469
  segunda lei de eficiência (η_{II}), 458-459
  sistemas em regime permanente, 457-464
  sistemas fechados, 445-456
  trabalho reversível (W_{rev}) de, 458
  volumes de controle (VC), 456-464
Balanço de massa, 218-222, 243, 251, 744
  escoamento incompressível, 220-222
  processos de condicionamento de ar, 744
  processos em regime permanente, 219-222, 251
  processos em regime transiente, 243, 251
  volume de controle (VC) e, 218-222, 251
Barômetro, 29-31, 39
Barras, trabalho em sólidos elásticos, 67-68
Batida no motor, 497
Bocais, 221, 230-232, 373-374, 397, 855-858, 860-869, 893-897
  a forma da velocidade, 857-858
  análise de energia de, 221, 230-232
  choque normal em, 867-869
  contrapressão, 860-869, 897
  convergentes, 847, 860-865, 897
  convergente-divergente, 847, 855-856, 865-869, 897
  eficiência isentrópica, 373-374, 397
  fluxo (escoamento) isentrópico através de, 853-869, 897
  fluxo compressível e, 860-869, 893-897
  garganta, 855-856, 859, 862, 897
  Laval, 856
  Número de Mach (Ma) para a taxa de fluxo através, 855-858, 861-862
  propriedades críticas e razões, 859, 897
  razões entre as propriedades estática e de estagnação, 856-858
  vapor de água, 893-896
  Venturi, 856
Bombas, 58-59, 83-84, 233, 371-372, 397. *Ver também* Bombas de calor
  eficiência, 83-84
  eficiência isentrópica de, 371-372, 397
  processo em regime permanente de, 233
  transferência de energia mecânica em, 58-59
Bombas de calor, 287-292, 306-309, 314, 612-614, 626-627, 642
  acúmulo de gelo, 626
  ciclo de Carnot (reverso), 306-309, 314, 613-614, 642
  ciclo de refrigeração, 612-614, 626-627, 642
  coeficiente de performance (COP), 287-289, 306-307, 612, 642
  condicionadores de ar, 288
  enunciado de Clausius, 290-292, 314
  razão da eficiência energética (REE), 288-289
  razão da eficiência energética sazonal (REES), 288-289

C

Calor, *ver* Transferência de calor, Energia térmica
Calor latente de vaporização, 116
Calores específicos, 163, 174-187, 195, 345-358, 396-397, 674-678, 685, 909-911, 959-961
  análise de energia e, 163, 174-187, 195
  compressibilidade isotérmica (α), 675, 685
  constante, 354-355, 357-358, 396
  constante de gás (R) e, 178-179
  diagramas de propriedades para, 909-911, 959-961
  expansividade volumétrica (β), 675, 685
  gases ideais, 176-183, 195, 345-358, 396-397
  líquidos, 183-185, 195
  mudanças de estado (cv e c_p), 674-678, 685
  pressão constante (c_p), 174-176, 195
  pressão zero, 177
  processos isentrópicos, 357-360, 396-397
  razão (k), 179, 195
  relação de Mayer para, 675-676
  sistemas fechados, 163, 174-187, 195
  sólidos, 183-185
  substâncias incompressíveis, 183-185, 195
  unidades de, 176
  variação de entalpia (Δh) e, 175-187, 195
  variação de entropia (ΔS) e, 345-358, 396-397
  variação interna da energia (Du), 175-187, 195
  variável, 355-358, 396-397
  volume constante (cv), 174-176, 195
Caloria (cal), unidade de, 7
Câmaras de mistura, análise de energia de, 237-238
Candela (cd), unidade de, 5
Capacidade de refrigeração, 612-613
Cavitação, 561
Células de combustível, 798-799
Choque(s)
  normal, 867-875, 897, 955
  oblíquos, 868, 876-880
Chuva ácida, 88-89

Ciclo(s)
abertos, 487, 507-509
binários a vapor, 586, 589-591
binário a vapor de mercúrio e de água, 598-597
de cogeração, 555, 581-586, 592
de potência gás-vapor combinado, 586-589, 592
de refrigeração a gás, 611, 634-637
de sistema, 16, 38, 74, 170, 487. *Ver também* Ciclos de potência; Ciclos de refrigeração
Diesel, 500-503, 538
Ericsson, 503-507, 538
fechados, 487, 507
Otto, 494-499, 537-538
Stirling, 503-507, 538
Ciclo Brayton, 507-521, 538, 582-583, 611, 634-637, 642
ciclos de refrigeração de gás, 611, 634-637, 642
compressão de múltiplos estágios, 517-521, 538
diagramas de propriedades para, 489-490, 504, 508-509
efetividade (ε), 515-516
eficiência térmica (η_t) de, 508-509, 538
fator de utilização (ε_u), 582-583
motores de turbina a gás, 507-521, 538
razão de pressão (r_p), 508-509
reaquecimento, 517-521
regeneração, 514-521, 538
resfriamento intermediário, 517-521
reverso, 611, 634-637, 642
Usinas de cogeração, 582-583
Ciclo de Carnot, 297-299, 303-309, 313-314, 490-492, 537, 566, 592, 613-614, 642
bomba térmica de Carnot, 306-309, 314
coeficiente de performance (COP), 306-307, 314, 613
compressão adiabática, reversível, 299
compressão isotérmica, reversível, 298
dia a dia, quantidade *versus* qualidade em, 305-306
eficiência, 303-306
eficiência térmica (η_t) de, 303-306, 313-314, 490-492, 537
expansão adiabática, reversível, 298
expansão isotérmica, reversível, 298
máquina térmica de Carnot, 303-306, 314
potência a gás e, 490-492, 537
potência a vapor e, 556, 592
potência de refrigeração e, 613-614, 642
processo reversível de, 297-299
qualidade da energia a partir de, 305-306
refrigerador de Carnot, 306-309, 314
reverso (refrigeração), 299, 306-309, 314, 613-614, 642
valor para a engenharia de, 490-492, 537
Ciclo de compressão por vapor, 286, 309-310, 611, 614-624, 627-634, 642
análise de segunda lei de, 619-624
coeficiente de performance (COP), 615, 619
compressor para, 614-615, 620
condensador para, 614-615, 620
destruição da exergia ($X_{\text{destruída}}$), 619-624
dispositivo de expansão, 614-615, 620
eficiência de segunda lei (η_{II}) de, 619-621
evaporador para, 614-615, 620
ideal, 614-617
liquefação de gases, 633-634
processo de compressão, 614-619, 633-634
real, 617-619
refrigeração, 286, 309-310
sistemas com várias finalidades (multipropósitos), 632-633
sistemas de compressão multiestágios, 630-632, 642
sistemas de refrigeração em cascata, 611, 628-630, 642
vapor saturado para, 614-617
Ciclo de Rankine, 557-560, 563-579, 592
análise de energia de, 557-560
aquecedores de água de alimentação (AAA), 571-579, 592
aumento da pressão no condensador, 563-564
aumento de pressão da caldeira, 564-567
ciclos de reaquecimento, 555, 567-571, 592
ciclos de regeneração, 555, 571-579, 592
eficiência térmica (η_t) de, 563-567, 592
vapor superaquecido para, 567, 592
Ciclos de potência, 487-610
análise de segunda lei de, 527-530, 579-581
Ciclo de Carnot, 490-492, 537, 556, 592
cogeração, 555, 581-586, 592
combinado gás-vapor, 586-589, 592
destruição de exergia ($X_{\text{destruída}}$) de, 528-530, 538, 579-581
diagramas de propriedades para, 489-490, 504, 508-509
eficiência (η) de, 488, 490-492, 522, 537-538, 563-567, 592
gás, 487-554
hipóteses do padrão a ar, 492, 537
ideal, 488-490
máquinas (motores), 487-554e
reaquecimento, 517-521, 555, 567-571, 592
regeneração, 504, 515-521, 538, 555, 571-579, 592
usinas de potência a vapor, 555-610
Ciclos de potência a gás, 487-554
análise de segunda lei de, 527-530
ciclo Brayton, 507-521, 538
ciclo de Carnot, 490-492, 537
ciclo Diesel, 500-503, 538
ciclo Ericsson, 503-507, 538
ciclo Otto, 494-499, 537-538
ciclo Stirling, 503-507, 538
ciclos de propulsão a jato, 521-527, 538
consumo de combustível de um automóvel, 531-538
destruição de exergia ($X_{\text{destruída}}$) de, 528-530, 538
eficiência (η) de, 488, 490-492, 522, 531-539
hipóteses do padrão a ar, 492, 537
motores alternativos, 492-493, 537
motores de ignição por centelha, 493-499, 537-538
motores de ignição por compressão, 493, 500-503, 538
motores de turbinas a gás, 507-527, 538
reaquecimento, 517-521
regeneração, 504, 514-521, 538
resfriamento intermediário, 517-521
Ciclos de potência a vapor, 555-610
análise de segunda lei de, 579-581
aquecedores de água de alimentação (AAA), 571-579, 592
ciclo de Carnot, 556, 592
ciclo de Rankine, 557-560, 563-579, 592
ciclo de vapor binário, 586, 589-591
ciclos combinados gás-vapor, 586-589, 592
ciclos de reaquecimento, 555, 567-571, 592
ciclos de regeneração, 555, 571-579, 592
cogeração, 555, 581-586, 592
diagramas de propriedades para, 556-557, 560-561

eficiência isentrópica de, 561
eficiência térmica (η_t) de, 563-567, 592
exergia destruída ($X_{destruída}$), 579-581
fator de utilização (ε_u), 582-583, 592
ideal, 557-560
real, 560-563
Ciclos de propulsão a jato, 521-527, 538
aeronave, 521-527, 538
eficiência propulsiva (HP), 522, 538
foguetes, 527
hélice, 521, 525
potência de propulsão, 522, 538
ramjet, 527
scramjet, 525
turboélice (propjet), 521, 526-527
turbofan, 525-526
turbojato (jet), 521-525
Ciclos de refrigeração, 611-659
capacidade de refrigeração, 612-613
ciclo de Carnot reverso e, 613-614, 642
ciclo de compressão a vapor, 286, 309-310, 611, 614-624, 627-634, 642
ciclos a gás, 611, 634-637
coeficiente de performance, 612-615, 619, 635, 639, 642
compressores para, 633-634
geração de potência termoelétrica, 611, 640-642
liquefação de gases, 633-634
refrigerante, 286, 612, 624-626, 637-638, 642
sistemas acionados por calor, 638
sistemas de bombas de calor, 624, 626-627
sistemas de compressão em múltiplos estágios, 630-632
sistemas em cascata, 611, 628-630, 642
sistemas polivalentes, 632-633
sistemas por absorção, 611, 637-639, 642
Coeficiente de
expansão volumétrica, 675
Joule-Thomson (μ), 235, 678-680, 685
transferência de calor (h), 93-94
Coeficiente de performance (COP), 286-290, 306-307, 314, 612-615, 619, 635, 639, 642
bombas de calor, 287-288
ciclo de Carnot (reverso), 306-307, 314, 613, 642
ciclo de refrigeração em cascata, 629
ciclos de compressão por vapor, 614-615, 619
ciclos de refrigeração de gás, 635, 642
razões de eficiência em comparação com, 288-289
refrigeradores, 286-287
sistemas de refrigeração por absorção, 639, 642
Coeficientes estequiométricos (ν), 815-816, 836
Combustão
estequiométrica, 772-778, 800
teórica, 772-778, 800
Combustível, 79, 531-538, 768-772, 781-782, 788-790, 800, 949, 996
alternativo, 768-769
combustão e, 768-772, 781-782, 788-790, 800
consumo do automóvel, 531-538
hidrocarbonetos, 768, 994, 996
poder calorífico de, 79, 781-782, 800
relação ar-combustível (AC), 771-772, 800
tabelas de propriedades para, 949, 996
temperatura de chama adiabática, 767, 788-790, 800
temperatura de ignição, 770
Componente da pressão e do volume, 697, 720
Compressão multiestágio, 366-368, 517-521, 538, 630-632, 642
ciclo Brayton, 517-521, 538
ciclos de vapor por compressão, 630-632
compressores, 366-368
eficiência térmica (η_t) de, 517-521, 538
entropia (S) e, 366-368
separador de líquido, 630-632
Compressibilidade isotérmica (α), 675, 685
Compressores, 233-234, 361-368, 371-372, 387-397, 614-615, 620
análise de energia de, 233-234
ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 614-615, 620
compressão de múltiplos estágios, 366-368
eficiência isentrópica, 371-372, 397
entropia (S) e, 361-368, 371-372, 387-396
redução de trabalho (resfriamento), 364-365, 367
resfriamento, 364-365
resfriamento intermediário, 366-368
trabalho reversível (W) e, 361-365, 367
Comprimento, unidades de, 5
Condensadores, 563-564, 614-615, 620
aumento da pressão, 563-564
ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 614-615, 620
Condições atmosféricas, 146-150, 732-733, 753, 933, 981
ar saturado, 146-147
ebulição, 148
equilíbrio de fases de, 146-150
evaporação, 148-150
pressão de vapor (P_v), 146-150
propriedades a altas altitudes, 933-981
resfriadores evaporativos, 148
umidade relativa (ϕ), 146-147
vapor de água em (ar atmosférico), 732-733, 753
Condução, 62, 92-93
condutividade térmica, 92
lei de Fourier de, 98
transferência de calor por, 62, 92-93
Condução de veículo e eficiência, 531-538
Condutividade térmica, 92
Conferência Geral de Pesos e Medidas (CGPM), 5, 20
Congelamento, diagramas de propriedades e, 121-123
Conservação de energia, 2, 52-53, 191-194. *Ver também* Balanço de energia; Primeira lei da termodinâmica
dieta e, 191-194
princípio, 2, 52-53
Conservação de massa, 216-222, 251. *Ver também* Balanço de massa
escoamento incompressível, 220-222
princípio, 218-219
processo em regime permanente, 219-222
taxa mássica, 216-218, 251
vazão volumétrica, 217-218, 251
velocidade média (V_{med}), 217
volume de controle (VC) e, 216-222, 251
Constante(s)
de Boltzmann (k), 346
de gás (R), 178-179, 694, 908, 958

de Henry (H) para, 832, 837
de Stefan-Boltzmann, 94
dimensionais, 6
Universal dos gases (R_u), 178
Contínuo, 13
Contrapressão, 860-869, 897
Convecção, 62, 93-94
forçada, 93
lei de Newton do resfriamento, 93
natural (livre), 93
transferência de calor por, 62, 93-94
Convenções de sinais, interações de trabalho e calor, 63
Conversão de energia, 78-97. *Ver também* Eficiência
eficiência da utilização anual de combustível (EUAC), 79-80
eficiência e, 78-86, 97
eficiência saída/entrada, 78-79
os efeitos ambientais das, 81, 86-97
Corpo, trabalho para acelerar e elevar, 68-69
Corrente (fluxo) de exergia, 438-440, 469
Corrente elétrica, unidade de, 5
Correntes de ar, 749-751
Curso, motores, 493
Curva de saturação líquido-vapor, 116

D

Densidade (ρ), 13-14, 38
peso específico de, 14
relativa (DR), 14
volume específico, 13, 38
Derivada de uma função, 662-663
Derivadas parciais, 661-668, 685
derivada de uma função, 662-663
diferencial parcial (δ), 663-666
diferencial total (d), 663-665
Equações de Gibbs, 667, 685
relações de Maxwell, 667-668, 685
Desempenho de saída/entrada, 78-79. *Ver também* Eficiência
Desigualdade de Clausius, 331-334
Diagrama(s)
de fase, 122
de Mollier (h-s), 345, 870-872, 894, 925, 975
psicrométricos, 740-741, 953, 997
Diagramas de propriedade, 118-124, 150-151, 344-345, 489-490, 504, 508-509, 556-557, 560-561, 870-872, 886-887, 894, 924-925, 974-975, 980
ciclos de potência a gás, 489-490, 504, 508-509
ciclos de potência a vapor, 556-557, 560-561
curva de um processo, 344, 489-490
entropia (S), 344-345
escoamento de Rayleigh, 886-887
Fase, 122
h-s, 345, 870-872, 894, 925, 975
incluindo sólidos, 120-122
linha de Fanno, 870-872
linha de Rayleigh, 870-872, 886-887
linha de vapor saturado, 119
linha de Wilson, 894
linha do líquido saturado, 119
linha tripla, 121, 150
Mollier (h-s), 345, 870-872, 925, 975
ondas de choque, 870-872
P-h, 931, 980
P-v, 120-122, 504
ponto crítico, 118-119, 150
ponto triplo, 121-123
processos de adição e rejeição de calor, 490
Processos de mudança de fase, 118-124, 150-151
P-T, 122-123
região de mistura líquido-vapor saturados, 119-120
região do líquido comprimido, 119
região úmida, 119
sublimação, 122-123
substâncias que se contraem, 120-121, 123-124
substâncias que se expandem, 120-121, 123-124
Superfície P-v-T, 123-124
T-v, 118-120
T-s, 344, 489-490, 504, 556-557, 561, 886-887, 924, 974
vapor, 894
Diâmetro, motores, 493
Diferenciais (δ), exatas e inexatas, 63
Diferencial
parcial (δ), 663-666
total (d), 663-665
Difusores, análise de energia de, 230-231
Dimensões, 3-10
derivadas (secundárias), 3
fatores de conversão de unidades, 9-10
fundamentais (primárias), 3, 5
unidades e, 3-10
Disponibilidade, *ver* Exergia (x)
Dispositivo de expansão, 614-615, 620
Dispositivos de medição, 18-19, 26-33, 39, 738-739, 773
analisador de gases de Orsat, 773
barômetro, 29-31, 39
manômetro, 26-28, 39
psicrômetro giratório, 738-739
termômetro a gás a volume constante, 18-19
termômetros, 18-21
transdutores de pressão, 28-29
transdutores de pressão extensométricos, 29
transdutores piezoelétricos, 29
tubo de Bourdon, 28
Dispositivo isentálpico, 236

E

Ebulição, definido, 148
Efeito
estufa, 89-91
Peltier, 641
Seebeck, 640-641
Efetividade (ϵ), 515-516, 538
Eficácia da iluminação, 80
Eficiência (η), 78-86, 97, 281-290, 295, 299-301, 303-306, 313-314, 364, 432-435, 458-459, 468-469, 488, 490-492, 522, 531-539
adiabática, 369-397
aquecedor de água, 79
bomba, 83-84

bombas de calor, 287-290, 314
Carnot, 303-306
ciclos de potência, 488, 490-492, 522, 531-539
coeficiente de performance (COP), 286-290, 306-307, 314
combustão, 79
combustível, poder calorífico, 79
consumo de combustível de um automóvel, 531-538
conversão de energia e, 78-86, 97
dispositivos com escoamento em regime permanente, 364, 458-459
efeitos ambientais e, 81
eficácia da iluminação, 80
eficiência saída/entrada, 78-79
elétrica, 83-86
energia indisponível, 283-284
exergia e, 432-435, 458-459, 468-469
gerador, 80, 84
global (combinado), 80, 84
máquinas térmicas, 281-285, 303-306
mecânico, 82-86, 97
motor, 83
processos reversíveis, 295, 299-301, 364
propulsora (η_P), 522, 538
razão da eficiência energética (REE), 288-289
razão da eficiência energética sazonal (REES), 288-289
refrigeradores, 286-287, 289
segunda lei (η_{II}), 432-435, 458-459, 468-469
segunda lei da termodinâmica e, 281-290, 295, 303-306, 313-314
térmica (η_t), 281-285, 303-306, 313-314, 488, 490-492, 537, 563-567, 592
trabalho de eixo e, 82-86
trabalho líquido (W_{liq}), 282-285
transferência líquida de calor (Q_{liq}), 282-285
turbina, 83-85
utensílios de cozinha, 80-82
utilização anual de combustível, 79-80
Eficiência de segunda lei (η_{II}), 395, 432-435, 458-459, 468-469, 620-621, 715-716
ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 620-621
exergia (x) e, 432-435, 458-459, 468-469, 620-621
misturas de gases, 715-716
processos em regime permanente, 458-459
volume de controle (VC), 458-459
Eficiência isentrópica, 368-374, 397, 513-514, 538, 561
bocais, 221, 230-232, 373-374, 397
bombas, 371-372, 397
ciclos de potência a vapor, 561
compressores, 371-372, 397
dispositivos de regime constante, 368-374, 397
potência dos ciclos a gás, 513-514, 538
turbinas, 369-370
Eficiência térmica (η_t), 281-285, 303-306, 313-314, 488, 490-492, 508-513, 517-521, 537-538, 563-567, 592
ciclo Brayton, 508-509, 517-521, 538
ciclo de Carnot, 303-306, 313-314, 490-492, 537
ciclo de potência a vapor, 563-567, 592
ciclo de Rankine, 563-567, 592
ciclos de potência a gás, 488, 490-492, 537
compressão de múltiplos estágios e, 517-521, 538
máquinas térmicas, 281-285, 303-306, 314
motores de turbina a gás, 510-513
Embalagens de gelo, 118
Empuxo (F), 522, 538
Energia (E), 2-3, 7-8, 38, 51-109, 189-194, 277-280. *Ver também* Trabalho de fluxo; Máquinas térmicas, Transferência de calor; Energia térmica; Trabalho
ambiente e, 86-91
cinética (EC), 53-55, 97
conservação de, 2, 52-53, 191-194
convecção, *ver* trabalho de fluxo
conversão, 78-91, 97
dieta e, 191-194
eficiência de, 78-86, 97
equilíbrio, 2, 71-72, 74, 97
formas de, 51, 53-59
indisponível (rejeitada), 279-280, 283-284
interna (U), 53, 55-56, 96
latente, 55
macroscópica, 53-54. *Ver também* energia cinética (EC)
mecânica, 58-59, 97
microscópica, 53. *Ver também* Energia interna (U)
necessidades de alimentos, 189-191
nuclear, 55-58
potência, 7-8
potencial (EP), 54, 97
primeira lei da termodinâmica para quantidade de, 2, 38, 70-78, 97
qualidade de energia, 2, 38, 277-279
química, 55-56
segunda lei da termodinâmica para a qualidade de, 2, 38, 277-279
sensível, 55
sistemas e transferência de, 51, 56, 72-74, 97
sistemas estacionários, 54, 72-73
taxa mássica (fluxo de massa), 54, 96
térmica, 52, 56, 60, 279-280
termodinâmica e, 2-3, 38
total, 53, 70-71, 96, 223-224
trabalho como, 7, 51, 56, 62-70, 97
transferência, 51, 56, 58-65, 73-78
transferência de calor (Q), 51, 60-62, 92-97
unidades de, 7-8, 61-62
variação de um sistema, 72-73
vazão volumétrica, 54, 96
Energia cinética (EC), 53-55, 97, 229, 251, 425-427
energia interna como, 53-55, 97
exergia (x_{ec}) de, 425-427
variação (Δ_{ec}), 229
volume de controle (VC), 229, 251
Energia interna (U), 53, 55-56, 96, 175-187, 195, 672, 681, 685, 701-702, 720
calor específico e, 175-187, 195
energia latente como, 55
energia nuclear como, 55-56
energia química como, 55
energia sensível como, 55
forças moleculares de, 55-56
misturas de gases, 701-702, 720
substâncias incompressíveis, 183-187, 195
substâncias simples compressíveis, 672, 685
trabalho e, 56
transferência de calor e, 56

variações (Δu ou du), 175-187, 195, 672, 681, 685
variações no gás ideal, 176-183, 195
variações no gás real, 681, 685
Energia mecânica, 58-59, 97, 425-427
bombas, 58-59
exergia (x) e, 425-427
transferência de energia de, 58-59, 97
vento, 59
Energia potencial (EP), 54, 97, 229, 251, 425-427
energia interna como, 54, 97
exergia (x_{pe}) de, 425-427
variações (Δep), 229
volume de controle (VC), 229, 251
Energia térmica, 52, 56, 60, 279-280, 313
capacidade, 279
energia interna (calor) como, 52, 56, 60
fonte, 279
reservatórios, 279-280, 313
sumidouro, 279
Engineering equation solver (EES), 36-37
Entalpia (h), 124-125, 251, 701-702, 711, 720, 732-733, 753-754, 779-782, 800, 848, 896, 948, 951, 995
combustão (h_C), 780, 800
estagnação (h_0), 848, 896
formação ($\overline{h}_f$), 780-781, 800, 948, 995
misturas de gases, 701-702, 711, 720
misturas gás-vapor, 732-733, 753-754
processos de combustão e, 779-782, 800
propriedade termodinâmica de, 124-125
reação (h_R), 780, 800
tabelas de propriedades para, 948, 951, 995
volume de controle (VC), 229, 251
Entropia (S), 124, 278, 331-422, 701-702, 711, 720, 791-792, 800, 948, 952, 995. *Ver também* Balanço de entropia; variação de entropia (ΔS ou ds); Eficiência isentrópica
absoluta, 346, 791, 800, 948, 995
compressores, 361-368, 371-372, 387-396
desigualdade de Clausius, 331-334
desordem molecular (aleatoriedade) de, 345-347, 396
diagrama de Mollier (h-s), 345
diagramas de propriedades que envolvem, 344-345
eficiência e, 368-374, 397
eficiência isentrópica, 368-374, 397
equação de Gibbs, 349-350
gases ideais, 354-360, 396-397
geração (S_{ger}), 335-339, 347-349, 377-387, 396
misturas de gases, 701-702, 711, 720
processos adiabáticos e, 342-345
processos em regime permanente, 361-374, 397
processos internamente reversíveis, 334-335, 344, 396
processos isentrópicos, 331, 342-344, 357-360, 368-374, 396-397
processos isotérmicos, 334-335, 344
processos reversíveis, 332-335, 342-343, 361-367, 396
propriedade que não se conserva, como a, 331, 338
relação de Boltzmann, 346
relações $T\,ds$, 349-350
segunda lei da termodinâmica e, 278, 331-422
sistemas químicos reativos, 791-792, 800
substâncias incompressíveis, 350-354, 396
substâncias puras, 339-342, 395
tabelas de propriedades de, 948, 952, 995
terceira lei da termodinâmica e, 346-347, 791, 800
total, 334
trabalho (W) e, 361-364, 397
transferência de calor e, 334-335, 344, 376
vida diária, 347-349
Enunciado de
Clausius, 290-292, 314
Kelvin-Planck, 285, 291-292, 314
Equação de
Bernoulli, 362
Clapeyron, 668-671, 685
Clapeyron-Clausius, 670
estado de Beattie-Bridgeman, 142-143, 145, 151
estado de Benedict-Webb-Rubin, 143, 145-146, 151
estado de van der Waals, 141-142, 145, 151
estado do gás ideal, 111, 134-137, 696
massa para o escoamento de Rayleigh, 885
momento x para, 885
van't Hoff, 827, 836
Equações de energia, 227-229, 243-244, 247-251, 885
conservação da energia, 247-257
Escoamento de Rayleigh, 885
processos em regime permanente, 227-229, 251
processos em regime transiente, 243-244, 251
transferência de calor (Q), 227-228, 244, 248-251
transferência de trabalho (W), 227-228, 244, 248-251
volumes de controle (VC), 227-229, 243-244, 247-251
Equações de Estado, 111, 134-137, 141-146, 150
Beattie Bridgeman, 142-143, 145, 151
Benedict-Webb-Rubin, 143, 145-146, 151
gás ideal, 111, 134-137
porcentagem de erro envolvido em, 137
van der Waals, 141-142, 145, 151
virial, 143-144
Equações de Gibbs, 349-350, 667, 685
Equilíbrio, 14-18, 38-39, 146-150, 813-845, 950
condições atmosféricas e, 146-150
constante (K_P), 817-824, 836, 950
estado do sistema e, 14-15, 38, 813
fase, 15, 146-150, 813, 828-837
funções de Gibbs (g) para, 815-817, 828-829, 836-837
lei zero da termodinâmica e, 17-18, 39
mecânico, 14, 813
misturas de gases ideais, 816-824, 836
pressão de vapor, 146-150
processo de quase-equilíbrio (quase-estático), 15-16, 38
propriedades independentes e, 15
químico, 15, 813-828, 836
reações simultâneas, 824-828
sistemas isolados, 813, 828-829
sistemas multicomponentes, 830-836
sistemas simples compressíveis e, 15
tabela de propriedades para, 950
térmico, 14, 17, 813
termodinâmico, 14-15, 38
Equilíbrio de fase, 15, 146-150, 813, 828-837
condições atmosféricas, 146-150
constante de Henry (H) para, 832, 837
função de Gibbs (g) para, 828-829, 836-837
lei de Henry, 831-832, 837

lei de Raoult, 832-833, 837
regra de fase de Gibbs, 830, 837
sistema de um único componente (isolado), 813, 828-829
sistemas multicomponentes, 830-836
Equilíbrio químico, 15, 813-828, 836
coeficientes estequiométricos (ν), 815-816, 836
constante de equilíbrio (K_P), 817-824, 836
critério para, 814-816, 836
equação de van't Hoff, 827, 836
função de Gibbs (g) para, 815-817
misturas de gases ideais, 816-824, 836
reações simultâneas, 824-828
variação da função de Gibbs padrão, 817, 836
Escala
Celsius (°C), 18-21, 39
de temperatura do gás ideal, 18-19
de temperatura termodinâmica, 18, 301-303, 314
Fahrenheit (°F), 18-21, 39
Internacional de Temperatura de 1990 (ITS-90), 20-21
Kelvin (K), 18-21, 302-303
Rankine (R), 18-21
Escoamento
em tubos, análise de energia de, 241-242
estrangulado de Rayleigh, 891
Escoamento de Rayleigh, 884-893, 897, 956
efeitos do aquecimento e resfriamento sob, 887
equação da energia para, 885
equação de massa, 885
escoamento em duto com transferência de calor e sem atrito, 884-893, 897
estrangulado, 891
variação de entropia (ΔS) de, 885-886
Espaço morto, motores, 493
Estado de estagnação isentrópica, 849
Estado de um sistema, 14-15, 38, 132-134, 424-425, 799-800, 813, 847-851, 896
equilíbrio e, 14-15, 38, 813
morto, 424-425
propriedades de estagnação, 847-851, 858-860, 896
referência, 132-134, 799-800
Estado morto, 424-425
Evaporação, 148-150
Evaporador, ciclos de compressão por vapor, 614-615, 620
Excesso de ar, combustão, 773, 800
Exergia (x), 423-485, 528-530, 538, 579-581, 619-624
calor, transferência por (X_{calor}), 441-442, 469
ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 619-624
ciclos de potência a gás, 528-530, 538
ciclos de potência a vapor, 579-581
destruída ($X_{destruída}$), 444-445, 458, 468-469, 528-530, 538, 579-581, 619-624
eficiência de segunda lei (η_{II}) e, 432-435, 458-459, 468-469, 620-621
energia cinética (X_{ec}), 425-427
energia mecânica e, 425-427
energia potencial (X_{ep}), 425-427
equilíbrio, 445-464, 469
estado morto como, 424-425, 468
fluxo (corrente), 438-440, 469
irreversibilidade (I), 423, 428-429, 444, 468
massa, transferência por (X_{massa}), 442-443, 469
massa fixa (sistema fechado), 435-437, 469
potencial de trabalho (perdido) desperdiçado, 423, 429, 468
princípio de diminuição de exergia, 443-444, 469
processos reversíveis, 424, 469
segunda lei da termodinâmica e, 423-427, 464-468
sistemas com escoamento em regime permanente, 457-464
sistemas fechados, 435-437, 445-456
termomecânica, 435-440
trabalho, transferência por ($X_{trabalho}$), 442, 469
trabalho de vizinhança (W_{viz}), 428
trabalho reversível (W_{rev}), 424, 427-432, 458, 468
transferência, 441-442, 469
variações no sistema por, 435-440
vida diária e, 423-427, 464-468
volumes de controle (VC), 456-464
expansão não resistida de, 296
Expansividade volumétrica (β), 675, 685

F

Fases de substâncias puras, 112-113
Fator de compressibilidade (Z), 111, 137-141, 150, 932
diagrama de compressibilidade generalizada, 138-141
diagrama generalizado de Nelson-Obert de compressibilidade, 932
gás ideal, desvio de comportamento, 137-141
pressão reduzida (PR), 139-140
princípio dos estados correspondentes, 139
temperatura reduzida (TR), 139-140
volume específico pseudo-reduzido, 140
Fator de utilização (ε_u), 582-583, 592
Fatores de conversão de unidades, 9-10
Filme (película) de líquido, trabalho de alongamento, 68
Fissão, energia nuclear por, 56-58
Fluidos, 23-26, 58-59, 215-276, 847-905
análise de energia de, 215-276
compressível, 847-905
conservação da massa, 216-222, 251
em repouso, pressão de, 23-26
energia de um escoamento, 223-226, 251
energia total de escoamento, 223-224
escoamento de compressão, 880
escoamento de expansão, 880
fluxo adiabático, 873
fluxo axissimétrico, 878-879
fluxo hipersônico, 853
fluxo isentrópico, 853-869, 897
fluxo sônico, 853, 896
fluxo subsônico, 853, 856-858, 896
fluxo supersônico, 853, 857-858, 896
fluxo transônico, 853
lei de Pascal, 25-26
processos de escoamento em regime transiente, 242-247, 251
processos de escoamento uniforme, 243-247, 251
processos de regime permanente, 219-220, 226-242, 251
propriedades do estado de estagnação, 847-851, 896
taxa de fluxo de massa, 54, 216-218, 251
trabalho de fluxo, 58-59, 223-226, 251

vazão volumérica, 54, 217-218, 251
velocidade, variação de, 856-858
volume de controle (VC), 215-276
Fluxo
de energia, *ver* trabalho de fluxo
de massa (taxa mássica), 54, 96, 216-218, 251
(escoamento) axissimétrico, 878-879
(escoamento) sônico, 853, 878-879, 896
hipersônico, 853
subsônico, 853, 856-858, 861-862, 879, 896
supersônico, 853, 857-858, 873, 879, 896
Transônico, 853
unidimensional, 853-860, 897. *Ver também* Fluxo isentrópico
Fluxo compressível, 847-905, 954-956
ar, 849-851
bocais, 855-858, 860-869, 893-897
bocais convergentes, 847, 860-865, 897
bocais convergentes-divergentes, 847, 855-856, 865-869, 897
bocais de vapor, 893-896
choques normais, 867-875, 897, 955
choques oblíquos, 868, 876-880, 897
contrapressão, 860-869, 897
escoamento (fluxo) no duto, 853-858, 884-893
escoamento de Rayleigh, 884-893, 897, 956
fluxo adiabático reversível, 884
fluxo isentrópico, 853-869, 897, 954
fluxo sônico, 853, 878-879, 896
fluxo subsônico, 853, 856-858, 861-862, 879, 896
fluxo supersônico, 853, 857-858, 873, 879, 896
gases ideais, 849-850, 858-860, 884-893, 897, 954-956
número de Mach (Ma), 847, 852-853, 855-858, 861-862, 870-873, 876-881, 896-897
ondas de choque, 847, 867-880, 897
ondas de expansão de Prandtl-Meyer, 880-884
propriedades críticas e razões, 859, 897
propriedades do estado de estagnação, 847-851, 858-860, 896
propriedades estática e de estagnação, 859, 897
razões entre as propriedades estática e de estagnação, 856-858
tabelas de propriedades para, 954-956
transferência de calor e, 884-893
unidimensional, 853-860, 897
velocidade do som, 847, 851-853, 896
Fluxo isentrópico, 853-869, 896-897, 954
bocais, 855-858, 860-869, 893-897
bocais convergente-divergente, 855-856, 865-869, 897
bocais convergentes, 860-865, 897
contrapressão, 860-869, 897
fluxo no duto, 853-858, 884-893
fluxo sônico, 853, 896
fluxo subsônico, 853, 856-858, 896
fluxo supersônico, 853, 857-858, 896
gases ideais, 858-860, 897
número de Mach (Ma) para, 852-853, 856-858, 897
propriedades críticas e razões de, 859, 897
razões entre as propriedades estáticas e de estagnação, 856-858
tabela de propriedades para, 954
unidimensional, 853-860, 897
variação da velocidade do fluido, 856-858
Fluxo no duto, 241-242, 853-858, 884-893, 897. *Ver também* Bocais
análise de energia de, 241-242
bocais convergente-divergente, 855-856
escoamento de Rayleigh, 884-893, 897
número de Mach (Ma) para, 855-858
propriedades isentrópicas unidimensionais de, 853-858
transferência de calor e, 884-893
variação da velocidade do fluido, 856-858
Foguetes, 527
Força (F), 6-7, 23, 66-70, 522, 538
compressiva, 23
constante, 66-67
empuxo (F), 522, 538
generalizada, 69-70
gravitacional (g), 6-7
molas, 67-68
peso (W) como, 6-7
pressão (P) como, 23
trabalho (W) e, 66-70
unidades de, 6
Fração
de massa (mf), 694-696, 702, 720
de pressão, misturas de gás, 697
de volume de misturas de gases, 697
molar (y), 694-696, 702, 720
Fronteiras, 10-12
sistemas, 10-11
volume de controle (VC), 11-12
Função de Gibbs (g), 667, 792-793, 815-817, 828-829, 836-837, 948, 995
equilíbrio de fases, 828-829, 836-837
equilíbrio químico, 815-817, 836
reações químicas, 792-793
tabelas de propriedades para, 948, 995
variação do estado padrão, 817, 836
Função de Henholtz (a), 667
Funções de
ponto, 63
trajetória, 63

G

Garganta, bocais, 855-856, 859, 862, 897
Gases, 113, 296, 633-634, 680-685, 696-702, 705-709, 720, 817, 821. *Ver também* Misturas de gases, Misturas gás-vapor; gases ideais
inertes, 817, 821
Gases ideais, 111, 134-141, 150, 176-183, 195, 354-360, 396-397, 674-678, 685, 696-697, 701-705, 712-715, 816-824, 836, 849-850, 858-860, 884-893, 897, 909-911, 934-947, 954-956, 959-961, 982-994
análise de energia de, 176-183, 195
calor específico a pressão zero, 177
calores específicos, 176-183, 195, 345-358, 674-678, 685, 909-911, 959-961
constante de gás (R), 178-179, 694
constante universal dos gases (R_u), 178
equilíbrio químico de, 816-824, 836
escoamento de Rayleigh, 884-893, 897, 956
fator de compressibilidade (Z), 111, 137-141, 150
fluxo compressível de, 849-850, 858-860, 884-893, 897, 954-955

lei de Amagat dos volumes aditivos, 696-697, 720
lei de Dalton das pressões aditivas, 696-697, 720
lei de Gibbs-Dalton, 702
misturas, 697, 701-705, 712-715, 720, 816-824, 836
misturas gasosas, 696-697, 701-705, 712-715
monatômico, 178
mudanças de estado, 674-678, 685
porcentagem de erro envolvido em, 137
pressão relativa (P_r) e, 358-360
processos isentrópicos de, 357-358, 396-397
propriedades críticas e razões de, 859, 897
propriedades isentrópicas do fluxo de, 858-860, 897, 954
razão de calor específico (k) para, 179, 195
relação de Mayer para, 675-676
separação de misturas, potencial químico e, 714-715
soluções, 712-715
tabelas de propriedades para, 909-911, 934-947, 954-956, 959-961, 982-994
temperatura de estagnação (T_0), 849-850, 858-860, 896
vapor de água como, 137
variação da energia interna (Δu) de, 176-183
variação de entalpia (Δh) de, 176-183
variação de entropia (ΔS), 354-360, 396-397
volume específico relativo e, 359-360
Gasolina reformulada (RFG), 88
Geração de potência termoelétrica, 611, 640-642
efeito Peltier, 641
efeito Seebeck, 640-641
sistemas de refrigeração e, 611, 640-642
Gerador de eficiência, 80, 84
Gráfico de compressibilidade generalizada de Nelson-Obert, 932

H

Hipóteses do padrão a ar, 492, 537
Homogeneidade dimensional, 8-9
Horsepower (hp), unidade de, 8

I

Instalação (usina) de processamento térmico, 581-582
Intensidade luminosa, as unidades de, 5
Irreversibilidade (I), 423, 428-429, 444, 468

J

Joule (J), unidade de, 7

K

Kelvin (K), unidade de graus, 5

L

Lagoa de resfriamento, 752
Lei
de Dalton das pressões aditivas, 696-698, 720
de Fourier da condução de calor, 98
de Gibbs-Dalton, 702
de Henry, 831-832, 837
de Kirchhoff, 95
de Newton do resfriamento, 93
de Pascal, 25-26
de Raoult, 832-833, 837
do ar limpo, 87-88
zero da termodinâmica, 17-18, 39
Lei de Amagat dos volumes de aditivos, 696-698, 720
inerte, 817, 821
irreversibilidade, 296
lei de Dalton das pressões aditivas, 696-698, 720
misturas de gases, 696-702, 705-709, 720
variação da energia interna (du), 681, 685
variação de entalpia (dh), 680-681, 685
variações de entropia (ds), 682-683, 685
Libra-força por polegada quadrada (lbf/pol^2), unidade de, 22
Libra-massa (lbm), unidade de, 6
Linha de
Fanno, 870-872
Rayleigh, 870-872, 886-887
Saturação, 740
Wilson, 894
liquefação de, 633-634
líquido subresfriado, *ver* líquido comprimido
Líquidos, 113-114, 119-120, 125-132, 148-150, 183-187, 195, 350-354, 396, 912-913, 962-963
arranjo molecular de, 113
comprimido, 114, 131-132, 150
diagramas de propriedades para, 119-120
ebulição, 148
evaporação, 148-150
incompressível (sistemas fechados), 183-187, 195
linha do líquido saturado, 119
líquidos, 183-185
mistura líquido-vapor saturado, 114, 119-120, 127-130, 150
região comprimida, 119
região úmida, 119-120
saturado, 114, 119-120, 125-126, 150
tabelas de propriedades para, 125-132, 912-913, 962-963
variação da energia interna (Δu), 183-187, 195
variação de entalpia (Δh) de, 183-187, 195
variação de entropia (ΔS) de, 350-354, 396

M

Manômetro, 26-28, 39
Máquinas de moto-contínuo, 292-294
Máquinas térmicas, 56, 280-285, 297-299, 303-306, 314, 487
características de, 280-281
Carnot, 303-306, 314
combustão externa, 487
combustão interna, 487
eficiência térmica (η_t) de, 281-285, 303-306, 314
energia indisponível, 279-280, 283-284
enunciado de Kelvin-Planck, 285
fluido de trabalho, 280
segunda lei da termodinâmica e, 280-285, 297-299, 303-306, 314
trabalho líquido (W_{liq}), 282-285

transferência líquida de calor (Q_{liq}), 282-285
usina de potência a vapor, 280-285
Massa (m), 5-7, 216-222, 224-226, 251, 377, 442-443, 469
balanço, 218-222
balanço de entropia e, 377
conservação de, 216-222, 251
corporal, 193
molar, diagramas de propriedades para, 908, 958
molar aparente (M_m), 694, 720
peso (W) e, 6-7
trabalho de fluxo e, 224-226
transferência de exergia (X_{massa}) por, 442-443, 469
transporte de energia ($m\theta$) por, 224-226, 251
unidades de, 5-7
volumes de controle (VC) e, 216-222, 224-226, 251
Meio Ambiente, 81, 86-97, 279-280, 283-284, 310-312, 424-425
aquecimento global (mudanças climáticas), 89-90
chuva ácida, 88-89
conversão de energia e, 81, 86-97
efeito estufa, 89-91
efeitos da eficiência no, 81
energia indisponível, 279-280, 283-284
exergia e, 424-425
gasolina reformulada (RFG), 88
lei do ar limpo, 87-88
ozônio, 87-88
poluição do ar, 86-89
refrigeradores e, 310-312
sistemas, 424-425
smog, 87-88
Metabolismo, 188-189, 191-192
Metro (m), da unidade de, 5-6
Mistura de ar-água-vapor, 731
Misturas gasosas, 693-729, 816-824, 836
análise gravimétrica, 694
análise molar, 694
análise volumétrica, 967
constante de equilíbrio (K_P), 817-824, 836
constante do gás (R_m), 694
dois componentes de, 716
energia interna (U) de, 701-702, 720
entalpia (h) de, 701-702, 711, 720
entropia (S) de, 701-702, 711, 720
equação de estado do gás ideal e, 696
equilíbrio químico de, 816-824, 836
fração mássica (mf), 694-696, 702, 720
fração molar (y), 694-696, 702, 720
gases ideais, 697, 701-705, 712-715, 720, 816-824, 836
gases reais, 696-702, 705-709
lei de Amagat dos volumes aditivos, 696-698, 720
lei de Dalton das pressões aditivas, 696-698, 720
lei de Gibbs-Dalton, 702
massa molar aparente (M_m), 694, 720
potencial químico (μ) de, 709-719
pressão e volume do componente, 697, 720
pressão e volume parciais, 697, 720
processo de dessalinização, 717-719
processos de mistura reversíveis, 715
propriedades extensivas de, 701, 720
propriedades intensivas de, 701-702, 720
propriedades molares parciais (~), 710-712
regra de Kay, 698, 706, 720
segunda lei de eficiência (η_{II}) de, 715-716
soluções, 693, 712-715
trabalho de separação de, 709-719
variação da função de Gibbs padrão, 817, 836
Misturas gás-vapor, 731-765
aquecimento simples, 743
ar, propriedades para, 732-741, 752-754
ar atmosférico, 732-733, 753
ar seco, 732-733, 753
cartas psicrométricas e, 740-741
correntes de ar e, 749-751
desumidificação, 743, 746-758
entalpia (h) de, 732-733, 753-754
mistura adiabática, 749-751
processos de condicionamento do ar, 731, 741-754
refrigeração simples, 743-744
resfriamento evaporativo, 748-749
temperatura de bulbo seco (T), 734, 754
temperatura de bulbo úmido (T_{bu}), 737-740, 748, 754
temperatura de saturação adiabática, 737-740, 754
temperatura do ponto de orvalho (T_{po}), 735-737, 754
torres de resfriamento, 751-753
umidificação, 743, 745-756
Mol (mol), da unidade de, 5
Moléculas, 2-3, 55-56, 112-113, 345-347, 396
arranjo de substâncias puras, 112-113
comportamento de, 2-3
desordem (aleatoriedade) de, 345-347, 396
entropia e, 345-347, 396
forças de ligação de, 55-56
Motores, 487-554. *Ver também* Máquinas térmicas, Ciclos de potência
a dois tempos, 495
aeronave, 521-527, 538
alternativo, 492-503, 537-538
ciclo de potência a gás, 487-554
ciclo dual, 501
ciclos abertos, 487
ciclos fechados, 487, 507-509
combustão externa, 487
combustão interna, 487
diesel, 500-503, 538
empuxo (F), 522, 538
foguetes, 527
hélice, 521, 525
ignição por centelha, 493-499, 537-538
ignição por compressão, 493, 500-503, 538
quatro tempos, 494-495
ramjet, 527
scramjet, 527
turbina a gás, 507-527, 538
turboélice (propjet), 521, 526-527
turbofan, 525-526
turbojato (jet), 521-525

Motores
a hélice, 521, 525
a quatro tempos, 494-495
de aeronaves, 521-527, 538
de ciclo dual, 501
de combustão externa, 487
de combustão interna, 487
de dois tempos, 495
de ignição por compressão, 493, 500-503, 538
ramjet, 527
scramjet, 525
turboélice (propjet), 521, 526-527
turbofan, 525-526
turbojato (jet), 521-525
Motores alternativos, 492-503, 537-538
espaço morto, 493
ignição por centelha, 493, 494-499, 537-538
ignição por compressão, 493, 500-503, 538
pistões, 493
ponto morto inferior (PMI), 493
ponto morto superior (PMS), 493
pressão média eficaz (PME), 493, 537
razão de compressão (*R*), 493, 496, 537
válvulas de admissão e exaustão, 493
volume deslocado, 493
Motores de ignição por centelha, 493-499, 537-538
ciclo Otto, 494-499, 537-538
dois tempos, 495
quatro tempos, 494-495
motores de turbinas a gás, 507-521, 521-527, 538
aeronave, 521-527, 538
ciclo aberto, 507
ciclo Brayton, 507-521, 538
ciclo fechado, 507-509
ciclo real, 513-514
ciclos de propulsão a jato, 521-527, 538
desenvolvimento da eficiência de, 510-513
eficiência isentrópica de, 513-514, 538
razão de consumo de trabalho, 509-510
reaquecimento, 517-521
regeneração, 514-521, 538
resfriamento intermediário, 517-521
mudanças de estado, 680-685

N

Necessidades calóricas (dieta humana), 190-191
Newton (N), a unidade de, 5-6
Número de Mach (Ma), 847, 852-853, 855-858, 861-862, 870-873, 876-881, 896-897
bocais, taxa de fluxo através, 855-858, 861-862
contrapressão e, 861-862, 897
escoamento a jusante, 878-879
escoamento a montante, 879
fluxo de fluido isentrópico, 852-853, 856-858, 897
fluxo sônico, 853, 878-879, 896
fluxo subsônico, 853, 856-858, 861-862, 879, 896
fluxo supersônico, 853, 857-858, 873, 879, 896
garganta do bocal e, 855-856, 859, 862, 897
ondas de choque, 870-873, 876-880, 897
ondas de expansão de Prandtl-Meyer, 880-881
propriedades críticas e razões, 859, 897
razões entre as propriedades estática e de estagnação, 856-858
velocidade do som e, 847, 851-853, 896
velocidade local e (Ma*), 862

O

Onda(s) de
expansão de Prandtl-Meyer, 880-884
Mach, 879-880
proa (choque oblíquo destacado), 878
Ondas de choque, 847, 867-880, 897, 955
ângulo de deflexão (θ), 876-877
ângulo de giro (β), 876-877
choques normais, 867-875, 897
choques oblíquos, 868, 876-880, 897
diagramas *h-s* de propriedades (Mollier) para, 870-872
fluxo adiabático, 873
fluxo axissimétrico, 878-879
Linha de Fanno, 870-872
linha de Rayleigh, 870-872
número de Mach (Ma), 870-873, 876-880, 897
Onda de Mach, 879-880
onda de proa, 878
propriedades das, 870-874
tabela de propriedades para, 955
Ozônio, 87-88

P

Pacotes computacionais de engenharia, 35-37
Pascal (Pa), unidade de, 21-22
Pé, unidade de, 6
Percursos (trajetórias), processos do sistema e, 15-16
Perda de calor, 560-561
Permanente, definido, 16
Peso (*W*), unidades de, 6-7. *Ver também* Massa (*m*)
Peso específico (γ), 7, 14
fluidos, 847-851, 896
gases ideais, 849-850, 858-860, 896
Lagoa de resfriamento de água por aspersão, 752
Molas, trabalho de uma força para, 67-68
Propriedades de estagnação, 847-851, 858-860, 896
Velocidade do som, 847, 851-853, 896
Pistons, 493
Poder calorífico
do combustível, 79, 781-782, 800
inferior (PCI), 781
superior (PCS), 781
Ponto
crítico, 118-119, 150, 908, 958
de ajuste, 192
de gelo, 18, 20
de vapor, 18, 20
morto inferior (PMI), 493
morto superior (PMS), 493
triplo, 20
Por unidade de massa para o balanço energético, 74, 97, 170

Postulado de estado, 15
Potência, 7-8, 62, 65, 522, 538
  elétrica, 65
  propulsiva, 522, 538
  trabalho por unidade de tempo para, 62, 65
  unidades de, 7-8, 62
Potenciais químicos, *ver* funções de Gibbs (*g*)
Potencial
  de trabalho perdido, 423, 429, 468
  químico (μ), misturas de gases, 709-719
Prefixos, unidades no SI, 5-6
Pressão (*P*), 21-33, 39, 115-118, 139-140, 146-150, 174-176, 195, 358-360, 493, 508-509, 849, 860-869, 896-897
  absoluta, 22-23, 39
  atmosférica padrão (*P*atm), 29-30
  calor específico a (*cp*), constante 174-176, 195
  contrapressão, 860-869, 897
  dispositivos de medida, 26-33, 39
  embalagem de gelo, 118
  estagnação (P_0), 849, 896
  fluido em repouso, 23-26
  fluxo de compressão, 849, 860-869, 896-897
  força de compressão de, 23
  lei de Pascal, 25-26
  manométrica, 22, 39
  média eficaz (PEM), 493, 537
  pressão média eficaz (PEM), 493
  profundidade, variação com a, 23-26, 39
  razão (r_p), 508-509
  reduzida (P_R), 139-140
  relativa (P_r), 358-360
  resfriamento a vácuo e congelamento, 117-118
  saturação (P_{sat}), 115-118
  unidades de, 21-22, 29-30, 39
  vácuo, 22, 39
  vapor (P_v), 146-150
  variação de entropia (ΔS) e, 358-360
Primeira lei da termodinâmica, 2, 38, 52-53, 70-78, 97, 169-174, 191-195, 216-222, 247-251, 292-293, 782-787, 800
  análise de energia com, 169-174, 191-195, 216-222, 247-251
  balanço de energia, 71-74, 97, 169-174, 195, 782-787, 800
  conservação da massa, 216-222, 251
  conservação de energia, 2, 52-53, 191-194, 247-251
  energia (*E*), quantidade de, 2, 38, 70-78, 97
  energia total e, 70-71
  fluxo de massa, 73
  mecanismos de transferência de energia, 73-78
  moto-contínuo da primeira espécie (PMM1), 292-293
  processo adiabático, 70
  sistemas com escoamento em regime permanente, 783-786, 800
  sistemas fechados, 51, 169-174, 191-195, 784, 786-787, 800
  sistemas químicos reativos, 782-787, 800
  trabalho (*W*), 73
  transferência de calor (*Q*), 73
  variações no sistema e, 72-74, 97
  volumes de controle (VC), 51, 216-222, 247-251
Princípio(s)
  da diminuição da exergia, 443-444, 469
  do aumento da entropia, 335-339, 396
  de Carnot, 299-301, 314
Processo
  de condicionamento de ar por desumidificação, 743, 746-758
  de dessalinização, 717-719
  de resfriamento intermediário, 366-368, 517-521
  de umidificação do condicionamento de ar, 743, 745-756
  em regime permanente, 243-247, 251
  isobárico, 16
  isocórico (isométrico), 16
Processo adiabático, 61, 70, 298-299, 342-345, 749-751, 873. *Ver também* Processos isentrópicos
  ciclo de Carnot, 298-299
  compressão, 299
  diagrama de Mollier (*h-s*) para, 345
  entropia, 342-345
  expansão, 298
  internamente reversível (isotrópico), 342-344
  irreversível, 345
  mistura de correntes de ar, 749-751
  ondas de choque, 873
  reversível, 298-299, 884
  de equilíbrio quase-estático, 15-16, 38, 164-168, 195
Processo de reaquecimento, 517-521, 555, 567-571, 592
  ciclo Brayton, 517-521
  ciclo de Rankine, 555, 567-571, 592
Processo isotérmico, 16, 298, 334-335, 344, 365, 397
  ciclo de Carnot e, 298
  compressão, 298
  diagramas de propriedades para, 344
  expansão, 298
  internamente reversível, 334-335, 344
  trabalho reversível (*W*) de, 365, 397
  transferência de calor, 298, 334-335
  variação de entropia (ΔS), 334-335, 344
Processo politrópico, 168-169, 195, 365, 397
  análise de energia de, 168-169, 195
  trabalho reversível (*W*) de, 365, 397
Processos, 2, 15-17, 38, 60, 70, 219-222, 226-247, 251, 277-279, 294-299, 314
  adiabático, 61, 70, 298-299
  análise de energia de, 219-222, 226-247, 251
  ciclo de Carnot, 297-299, 314
  ciclo do sistema, 16, 38
  estacionário, 16-17, 219-222, 226-242, 251
  externamente reversível, 297
  internamente reversível, 297
  isobárico, 16
  isotérmica, 16, 298
  isovolumétrico (isométrico), 16
  processos irreversíveis, 294-297, 314
  processos reversíveis, 294-295, 297-299, 314
  quase-equilíbrio (quase-estático), 15-16, 38
  regime permanente, 243-247, 251
  regime transiente, 242-247, 251
  segunda lei da termodinâmica e, 2, 38, 277-279, 294-299, 314
Processos de combustão, 79, 767-782, 788-790, 800
  analisador de gás de Orsat, 773
  combustível para, 768-772, 781-782, 800
  eficiência, 79
  entalpia (*h*) de, 779-782, 800
  entalpia de combustão (h_C), 780, 800

entalpia de formação (h_f), 780-781, 800
entalpia de reação (h_R), 780, 800
estequiométrico, 772-778, 800
excesso de ar, 773, 800
incompleta, 772
poder calorífico, 781-782, 800
porcentagem de ar para, 773, 800
quantidade de ar para, 772-778, 800
razão de equivalência, 773
temperatura da chama adiabática, 767, 788-790, 800
temperatura de ignição, 770
teórica, 772-778, 800
Processos de compressão, 298-299, 614-619, 633-634
adiabático reversível, 299
ciclo de Carnot, 289-299
ciclo de compressão por vapor, 614-619, 633-634
isotérmico reversível, 298
sistemas de refrigeração de vários propósitos, 633-634
Processos de condicionamento de ar, 731, 741-754
aquecimento simples, 743
balanço de massa para, 744
conforto humano e, 741-743
correntes de ar, 749-751
desumidificação, 743, 746-758
mistura adiabática, 749-751
refrigeração simples, 743-744
resfriamento evaporativo, 748-749
torres de resfriamento, 751-753
umidificação, 743, 745-756
Processos de mudança de fase, 113-134, 146-151, 668-671, 685. *Ver também* Variações no sistema
calor latente de vaporização, 116
curva de saturação líquido-vapor, 116
diagramas de propriedades para, 118-124, 150-151
diagramas *P*-*v*, 120-122
diagramas *P*-*T*, 122-123
diagramas *T*-*v*, 118-120
ebulição, 148
entalpia (*h*), 124-125, 668-671, 685
equação Clapeyron, 668-671, 685
equilíbrio e, 146-150
estado de referência e valores de referência, 132-134
evaporação, 148-150
líquido comprimido, 114, 131-132, 150
líquido saturado, 114, 125-126, 150
mistura líquido-vapor saturado, 114, 127-130
pressão de saturação, 115-118
região úmida, 119
sublimação, 122-123
substâncias que se contraem, 120-121, 123-124
substâncias que se expandem 120-121, 123-124
superfície *P*-*v*-*T*, 123-124
tabelas de propriedades, 124-134
temperatura de saturação, 115-118
vapor saturado, 114-115, 150
vapor superaquecido, 114-115, 130-131
Processos de regeneração, 504, 515-521, 538, 555, 571-579, 592
aquecedores de água de alimentação (AAA) e, 571-579, 592
ciclo Brayton, 515-521, 538
ciclo de Rankine, 555, 571-579, 592
ciclo Ericsson, 504, 538
ciclo Stirling, 504, 538
compressão de múltiplos estágios, 517-521, 538
efetividade (ϵ), 515-516, 538
purgador para usinas a vapor, 574
Processos em regime permanente, 16-17, 219-222, 226-242, 251, 361-374, 397, 456-464, 783-786, 800
análise de energia de, 219-222, 226-242, 251
balanço de energia, 227-229, 251, 783-786, 800
balanço de exergia de, 456-464
balanço de massa para, 219-220
bocais, 221, 230-232, 373-374, 397
bombas, 233, 371-372, 397
câmaras de mistura, 237-238
compressores, 233-234, 361-368, 371-372, 397
difusores, 230-231
dispositivos, 16-17, 221, 229-242, 364
dutos, 241-242
eficiência de, 364, 368-347, 397
eficiência de segunda lei (η_{II}) de, 458-459
eficiência isentrópica de, 368-374, 397
entropia (*S*) e, 361-364, 397
equação de Bernoulli para, 362
incompressível, 220-222
reagente químico, 783-786, 800
sistemas de corrente única, 220, 228
taxa de transferência de calor, 228
trabalho como potência em, 228
trabalho reversível (W_{rev}), 361-368, 397, 458
trocadores de calor, 238-241
tubos, 241-242
turbinas, 229, 233-235, 369-370
válvulas de estrangulamento e, 235-237
variação de entalpia (Δh), 229
variações das energias (Δep e Δec), 229
volume de controle (VC) e, 219-222, 226-242, 251
Processos em regime transiente, 242-247, 251
análise de energia de, 242-247, 251
balanço de massa, 243, 251
balanço energético, 243-244, 251
processo, 242-247, 251
processo em regime permanente, 243-247, 251
Processos irreversíveis, 280-297, 314, 867-880, 897
atrito, 295-296
bombas de calor, 287-291
gases, expansão não resistida de, 296
máquinas térmicas, 280-287
ondas de choque, 867-880, 897
segunda lei da termodinâmica e, 280-297, 314
transferência de calor, 294-297, 314
Processos isentrópicos, 331, 342-344, 351, 357-360, 365, 368-374, 396-397
adiabático, 342-345
calores específicos e, 357-358
diagramas de propriedades para, 344
entropia e, 331, 342-344, 368-374, 396-397
gases ideais, 357-360, 396-397
pressão relativa (P_r) e, 358-360
substâncias incompressíveis e, 351
trabalho reversível (*W*) de, 365, 397
variação de entropia (ΔS), 357-360, 396-397
volume específico relativo e, 359-360

Processos reversíveis, 294-295, 297-301, 303-304, 306-307, 314, 332-335, 342-344, 361-367, 396-397, 424, 427-432, 444, 458, 468-469, 715, 884-893, 897
adiabático, 298-299, 884
Aquecedores de água de alimentação (AAA) e, 571-579, 592
bomba de calor de Carnot, 306-307, 314
ciclo de Carnot, 297-299, 314
ciclo de refrigeração de Carnot, 299, 306-307, 314
desigualdade de Clausius e, 332-333
diagramas de propriedade, 344
eficiência, 295, 299-301, 364
entropia (S), 332-335, 342-343, 361-367, 396
escoamento de Rayleigh, 884-893, 897
exergia (x), 424-432, 468-469
exergia destruída ($X_{\text{destruída}}$), 444, 458, 468-469
externamente, 297
internamente, 297, 334-335, 344, 396
isentrópico, 342-344
isotérmico, 298-299, 334-335
máquina térmica de Carnot, 303-304, 314
misturas de gases, 715
princípio de Carnot e, 299-301, 314
processos em regime permanente, 361-364, 397
segunda lei da termodinâmica e, 294-295, 314
total, 297
trabalho (W_{rev}), 361-364, 397, 424, 427-432, 458, 468-469
transferência de calor (Q), 294-297, 314
Processos sem atrito, *ver* escoamento de Rayleigh
Profundidade, Variação da pressão com, 23-26, 39
Propriedades
críticas e razões, fluxo compressível, 859, 897
específicas dos sistemas, 12-14, 38
intensivas de sistemas, 12, 38
molares parciais (~), misturas de gases, 710-712
Psicrômetro giratório, 738-739
Purgador, dispositivos de potência a vapor, 574

Q

Quilograma (kg), unidade de, 5-6
Quilograma-força (kgf), unidade de, 6
Quilojoules (kJ), unidade de, 7, 61
Quilowatt-hora (kWh), unidade de, 8

R

Radiação, 62, 94-95
absortividade, 94-95
constante de Stefan-Boltzmann, 94
de corpo negro, 94
lei de Kirchhoff, 95
transferência de calor por, 62, 94-95
Radiação de corpo negro, 94
Razão
ar-combustível (AC), 771-772, 800
da eficiência energética (REE), 288-289
de compressão (r), 493, 496
de consumo de trabalho, 509-510
de eficiência energética sazonal (REES), 288-289
de equivalência, combustão, 773
reação química, 784, 786-787, 800
análise de energia de, 163-213
balanço de energia de, 163, 169-174, 195, 784, 786-787, 800
balanço de entropia de, 378-379
balanço de exergia de, 445-456
calores específicos de, 163, 174-187, 195
ciclos de potência a gás (motores), 487, 507-509, 528-530, 538
conservação de energia, 163, 169-174, 195
conservação de massa, 216
estacionário, 54
exergia destruída ($X_{\text{destruída}}$), 445, 528-530, 538
exergia em sistemas fechados, 435-437
gases ideais, 163, 176-183
líquidos, 183-187
processo de quase-equilíbrio (quase-estático), 164-168, 195
processo politrópico, 168-169, 195
sólidos, 183-187
substâncias incompressíveis, 163, 183-187
transferência de energia em, 51, 54, 56
variação da energia interna (Δu), 176-178, 183-184
variação de entalpia (Δh), 176-178, 183-184
Reações químicas, 767-811
análise de primeira lei para sistemas reativos, 782-787
análise de segunda lei dos sistemas reativos, 792-798
células de combustível, 798-799
combustível para, 768-772, 800
entalpia (h) de, 779-782, 800
estado de referência para, 779, 800
função de Gibbs (g) para, 792-793
poder calorífico, 781-782, 800
processos de combustão, 767-782, 788-790, 800
razão ar-combustível (AC), 771-772, 800
sistemas em regime permanente, 783-786, 800
sistemas fechados, 784, 786-787, 800
sistemas reativos, 782-787, 790-798
temperatura da chama adiabática, 767, 788-790, 800
terceira lei da termodinâmica, 791
trabalho reversível (W_{rev}) e, 792-798
variação de entropia (ΔS), 790-792, 800
Reações químicas simultâneas, equilíbrio de, 824-828
Refrigeradores, 52, 285-287, 289-202, 306-314, 612-642. *Ver também* Refrigerante
capacidade de refrigeração, 612-613
ciclo a gás, 634-637
ciclo de Carnot (reverso), 299, 306-309, 314, 612-614, 642
ciclo de compressão por vapor, 286, 309-310, 611, 614-624, 627-634, 642
coeficiente de performance (COP), 286-287, 306-307, 314, 612-613, 642
conservação ambiental e, 310-312
conversão de energia e, 52
doméstico, 309-313
energia do ciclo de refrigeração, 612-642
enunciado de Clausius, 290-292, 314
razão da eficiência energética (REE), 289
segunda lei da termodinâmica e, 285-292, 306-314
sistema termoelétrico, 309-310
sistemas por absorção, 309-310

Refrigerante, 116-117, 286, 612, 624-626, 637-638, 642, 926-931, 976-980
amônia, 624
diagramas *P-h* para, 931, 980
éter etílico, 624
fluido de trabalho de um refrigerador, 286, 612, 642
R-134a, 116-117, 926-931, 976-980
saturação de, 116-117
seleção de, 624-626
sistemas de refrigeração por absorção, 637-638, 642
tabelas de propriedades, 926-931, 976-980
região de expansão contínua (ondas), 880-884
Região úmida, 119
Regra de Kay, 698, 706, 720
Relação de
Boltzmann, 346
de Mayer, 675-676
Relações de
Maxwell, 667-668, 685
propriedades para, 890-891
Relações *T ds* de entropia, 349-350
Repulsão de Coulomb, 57
Reservatórios de calor, *ver* Reservatórios de energia térmica
Resfriadores evaporativos, 748-749
Resfriamento evaporativo, 148, 748-749

S

Saturação, 114-120, 125-130, 150, 914-917, 964-967
água, 914-917, 964-967
consequências da, 116-118
diagramas de propriedades, 119-120, 914-917, 964-967
embalagens de gelo, 118
linha do líquido saturado, 119
linha do vapor saturado, 119
líquido, 114, 119, 150
mistura líquido-vapor, 114, 119-120, 150
pressão (P_{sat}), 115-118
refrigerante-134a, propriedades de, 116-117
região mistura líquido-vapor saturado, 119-120
resfriamento e congelamento a vácuo, 117-118
temperatura (T_{sat}), 115-118
vapor, 114-119, 150
Segunda lei da termodinâmica, 2, 38, 277-329, 331-422, 423-485
bombas de calor, 287-292, 306-309, 314
ciclo de Carnot, 297-299, 303-306, 314
ciclo de Carnot reverso, 299, 306-309, 314
coeficiente de performance (COP), 286-290, 314
eficiência e, 281-290, 303-306, 313-314
entropia (*S*), 278, 331-422
enunciado de Clausius, 290-292, 314
enunciado de Kelvin-Planck, 285, 291-292, 314
escala de temperatura termodinâmica, 301-303, 314
exergia (*x*), 423-485
máquinas térmicas, 280-285, 297-299, 303-306, 314
moto-contínuo de segunda espécie (PMM2), 292-293
princípios de Carnot, 299-301, 314
processos e, 2, 38, 277-279
processos irreversíveis, 280-297, 314
processos reversíveis, 294-295, 297-299, 314
qualidade da energia e, 2, 38, 277-279, 305-306
refrigeradores, 285-287, 289-202, 306-314
reservatórios térmicos de energia, 279-280, 313
transferência de calor, 294-297, 314
vida diária, aspectos da, 423-427, 464-468
Segundo (s), unidade de, 5-6
Separador de líquido, 630-631
Sistema(s), 10-17, 38, 51, 54, 56, 72-74, 97, 375, 424-425, 435-440, 671-685, 782-787, 790-798
aberto, 11-12, 38
ambiente, 424
balanço de energia em, 73-74, 97
ciclo, 16, 38, 74
compressíveis simples, 15
contínuo, 13
de potência híbridos (HPS), 799
de propriedades extensivas, 12, 38
de refrigeração em Cascata, 611, 628-630, 642
de refrigeração por absorção, 309-310, 611, 637-639, 642
de refrigeração termoelétrica, 310
de único componente (isolado), equilíbrio de fases de, 813, 828-829
equilíbrio e, 14-15, 38
estacionários, energia em, 54, 72-73
estado de, 14-15, 38, 424-425
estado morto, 424-425
exergia de um sistema fechado, 435-437
exergia e, 424-425, 435-440
fechados, 11, 38, 51, 54, 56, 163-213, 216, 378-379, 435-437, 445-456, 487, 507-509, 528-530, 538, 784, 786-787, 800. *Ver também* Transferência de Calor; Trabalho
fluxo (corrente) de exergia, 438-440
fluxo de energia em, 54
fronteira, 10-11
inglês de unidades, 3-4, 6-8, 957-997
multicomponentes, equilíbrio de fases de, 830-836
processos de, 15-17, 38
propriedades de, 12, 38
propriedades específicas de, 12-14, 38
propriedades independentes de, 15
químicos reativos, 782-787, 790-798
reativos, *ver* Reações químicas
simples compressível, 15
trajetórias (percursos), 15-16
transferência de energia no, 51, 54, 56, 73-74, 97
variação de energia (processo) do, 72-74, 97
variação de entropia (ΔS) de, 375
variações da exergia termomecânicas de, 435-440
variações de estado, 671-685
vizinhança imediata, 424
vizinhanças, 10, 424
volume de controle (VC) e, 10-12, 38, 51, 54, 56
Usual de unidade dos Estados Unidos (USCS), 3-4
Sistema Internacional (SI) de unidades, 4-8, 907-956
história do, 4-5
prefixos, 5-6
tabelas de propriedades, 907-956
Sistemas biológicos, 187-194
aspectos termodinâmicos de, 187-194
conservação de energia (dieta), 191-194
massa corporal, 193

metabolismo, 188-189, 191-192
necessidades de energia (alimento), 189-191
necessidades diárias de calorias, 190-191
ponto de ajuste, 192
reações celulares, 187-189
Smog, 87-88
Sólidos, 112-113, 120-123, 148, 150, 183-187, 195, 350-354, 396, 912-913, 962-963
arranjo molecular, 112-113
calores específicos, 183-185
congelamento, 121-123
diagrama *P-v*, 120-123
diagramas de propriedades incluindo, 120-123
ebulição, 148
incompressível (sistemas fechados), 183-187, 195
linha tripla, 121.150
ponto triplo, 121-123
sublimação, 122-123
tabelas de propriedades para, 912-913, 962-963
variação da energia interna (Δu), 183-187, 195
variação de entalpia (Δh) de, 183-187, 195
variação de entropia (ΔS) de, 350-354, 396
Soluções, misturas de gás, 693, 712-715
Sublimação, 122-123
Substâncias compressíveis, 114, 131-132, 150, 671-674, 685
fase de sub-resfriado, 114, 150
líquido, 114, 131-132, 150
simples, 671-674, 685
tabelas de propriedades para, 131-132
variação da energia interna (*du*), 672, 685
variação da entalpia (*dh*), 668-673, 685
variação da entropia (*ds*), 673-674, 685
Substâncias incompressíveis, 183-187, 195, 220-222, 350-354, 396
calores específicos de, 183-185, 195
conservação da massa, 220-222
líquidos, 183-185, 195, 220-222, 350-354, 396
processos em regime permanente, 220-222
processos isentrópicos e, 351
sólidos, 183-185, 195, 350-354, 396
variação da energia interna (Δu), 183-187, 195
variação de entalpia (Δh) de, 183-187, 195
variação de entropia (ΔS) de, 350-354, 396
Substâncias puras, 111-162, 339-342, 395
arranjo molecular de, 112-113
calor latente de vaporização, 116
diagramas de propriedades, 118-124, 150-151
ebulição, 148
entalpia, 124-125
equação de estado de Beattie-Bridgeman, 142-143, 145, 151
equação de estado de Benedict-Webb-Rubin, 143, 145-146, 151
equação de estado de van der Waals, 141-142, 145, 151
equações de estado, 111, 134-137, 141-146, 150
equações de estado de virial, 143-144
equilíbrio de fases, 146-150
estado de referência e valores de referência, 132-134
evaporação, 148-150
fase gasosa, 113
fase líquida, 113-114, 119-120, 125-132, 150
fase sólida, 112-113, 120-123, 150
fases de, 112-113
fator de compressibilidade (*Z*), 111, 137-141, 150
gás ideal, 111, 134-141, 150
líquido comprimido, 114, 131-132, 150
processos de mudança de fase de, 113-116
propriedades termodinâmicas de, 111-162
saturação, 114-118, 125-130, 150
tabelas de propriedades, 124-134
vapor, 114-118, 125-131, 137, 146-150
vapor superaquecido, 114-115, 130-131, 150
variação de entropia (ΔS) de, 339-342, 395
Substâncias
que se expandem, 120-121, 123-124, 298
que se contraem, 120-121, 123-124
Superfície de controle, 11
Superfície *P-v-T*, 123-124
Supersaturação, 894

T

Tabelas de propriedades, 124-134, 907-997
água, 914-925, 964-975
atmosfera em altitudes elevadas, 933-981
choque normal, 955
combustíveis e hidrocarbonetos, 768, 994, 996
constante de equilíbrio (K_P), 950
entalpia (*h*), 124-125, 948, 951, 995
entropia (*S*), 948, 952, 995
escoamento de Rayleigh, 956
estado de referência e valores de referência, 132-134
estados de líquido e vapor saturados, 125-126
fluxo compressível, 954-956
fluxo isentrópico, 954
função de Gibbs (*g*), 948, 995
gases ideais, 909-911, 934-947, 954-956, 959-961, 982-994
líquido comprimido, 131-132
líquidos, 912-913, 962-963
mistura líquido-vapor saturado, 127-130
refrigerante 134a, 926-931, 976-980
sólidos, 912-913, 962-963
unidades inglesas, 957-997
unidades no SI, 907-956
vapor superaquecido, 130-131
Taxa de transferência de calor, 61
Técnicas de resolução de problemas, 1, 33-38
Temperatura (*T*), 5, 17-21, 39, 95, 115-118, 139-140, 301-303, 314, 563-567, 592, 678-680, 685, 734-740, 754, 767, 770, 788-790, 800, 849-850, 858-860, 896
absoluta, 95, 302
adiabática de saturação, 737-740, 754
aumento da pressão na caldeira, 564-567
aumento da pressão no condensador, 563-564
bulbo seco (*T*), 734, 754
bulbo úmido (T_{bu}), 737-740, 748, 754
Coeficiente Joule-Thomson (μ) para, 678-680, 685
combustão, 754, 767, 770, 788-790, 800
Conferência Geral de Pesos e Medidas (CGPM), 20, 302
de chama adiabática (combustão), 767, 788-790, 800
dinâmica, 849
eficiência do ciclo de Rankine e, 563-567, 592
embalagem de gelo, 118

equilíbrio térmico e, 17-18, 39
escala Celsius (°C), 18-21, 39
escala do gás ideal, 18-19
Escala Fahrenheit (°F), 18-21, 39
Escala Internacional de Temperatura de 1990 (ITS-90), 20-21
escala Kelvin (K), 18-21, 302-303
escala Rankine (R), 18-21
escala termodinâmica, 18, 301-303, 314
escalas, 18-20, 39, 301-303, 314
estagnação (T_0), 849-850, 858-860, 896
ignição, 770
lei zero da termodinâmica e, 17-18, 39
misturas gás-vapor, 734-740, 754
ponto de gelo, 18, 20
ponto de orvalho (T_{po}), 735-737, 754
princípios de Carnot e, 301-303, 314
reduzida (T_R), 139-140
referências da água, 18-20
resfriamento e congelamento a vácuo, 117-118
saturação (T_{sat}), 115-118, 737-740, 754
superaquecimento do vapor, 592
termômetro de gás a volume constante, 18-19
unidades de, 5
variações de estado, 678-680, 685
Tempo, unidade de, 5
Tensão
normal, 22
superficial (σ_s), 68
Teoria
cinética, 61
do calórico, 61-62
do escoamento de gás rarefeito, 13
Terceira lei da termodinâmica e, 346-347
Termodinâmica, 1-50, 187-194, 346, 487, 661-692. *Ver também* Primeira lei da termodinâmica; Segunda lei da termodinâmica
algarismos significativos e, 37-38
aplicações de, 3
ciclos, 15-17, 38, 487
clássica, 3
coeficiente de Joule-Thomson (μ) para, 678-680, 685
densidade (ρ), 13-14, 38
derivadas parciais para, 661-668, 685
dimensões, 3-10
dispositivos de medida, 26-33, 39
energia e, 2-3, 38
equação de Clapeyron para, 668-671, 685
equilíbrio, 14-15, 38
Escala Internacional de Temperatura (ITS), 1, 20-21
estado de um sistema, 14-17, 38
estatística, 3
lei zero da, 17-18, 39
pacotes computacionais de engenharia, 35-37
pressão (P), 21-33, 39
primeira lei da, 2, 38
princípio de conservação da energia, 2
processos, 15-17, 38
propriedades específicas de, 12-14, 38
relações de Maxwell para, 667-668, 685
relações de propriedade, 661-692
segunda lei da, 38
sistemas, 10-13, 38
sistemas biológicos, 187-194
técnicas de resolução de problemas para, 1, 33-38
temperatura (T), 17-21, 39
terceira lei da, 346
unidades, 3-10, 18-22, 39
variações de estado, 671-685
volume de controle (VC), 12-13, 38
Termômetro(s), 18-21
de gás de volume constante, 18-19
Toneladas de refrigeração, unidade de, 613
Torque (T), 66
Torres de resfriamento, 751-753
com corrente de ar natural, 752
Trabalho (W), 7-8, 51, 56, 58-59, 62-70, 97, 163-170, 195, 227-228, 244, 248-251, 282-285, 361-365, 397, 423-432, 458, 468-469, 709-719
acelerando um corpo, 68-69
análise de energia e equações, 163-170, 195, 227-228, 244, 248-251
barras sólidas elásticas, 67-68
compressores, 361-365, 367
convenção de sinais de, 63
de fluido, 280
eixo, 66-67
elétrico, 65, 70
elevar um corpo, 68-69
energia mecânica e, 58-59, 425-427
entropia (S) e, 361-364, 397
esticando um filme (película) de líquido, 68
exergia (x) e, 423-432, 458, 468-469
fluxo, 58-59, 223-226, 251
força (F), 66-70
forças de pressão e, 248-250
fronteira (em movimento), 163-169, 195
irreversibilidade (I), 423, 427-432, 468
líquido (W_{liq}), 170, 282-285
magnético, 70
mecânico, 66-70, 163-169, 195
molas, 67-68
não mecânico, 69-70
polarização elétrica, 70
potência como, 7-8, 62, 65
processo de quase-equilíbrio, 164-168, 195
processo em regime permanente, 361-365, 397
processo isentrópico, 365, 397
processo isotérmico, 365, 397
processo politrópico, 168-169, 195, 365, 397
reversível (W_{rev}), 361-365, 397, 424-432, 458, 468, 792-798
separação, misturas de gases, 709-719
sistemas fechados, 163-170, 195
sistemas químicos reativos, 792-798
trabalho perdido, 423, 429, 468
transferência de energia como, 51, 56, 58-59, 62-70, 97
transferência de exergia ($X_{trabalho}$) por, 442, 469
unidades de, 7-8, 62
útil (W_u), 428
vizinhança (W_{viz}), 428
volume de controle (VC) e, 227-228, 244, 248-250
Trabalho de eixo, 66-67, 82-86
eficiência, 82-86
transferência de energia mecânica por, 66-67

Trabalho de fluxo, 58-59, 223-226, 251, 438-440
energia de um fluido em escoamento, 223-226, 251
energia mecânica como, 58-59
energia total de um fluido em escoamento, 223-224
exergia (x) de, 438-440
transporte de energia pela massa, 224-226
volume de controle (VC) e, 223-226, 251
Trabalho de fronteira (em movimento), 163-169, 195
processo de quase-equilíbrio, 164-168, 195
processo politrópico, 168-169, 195
Trabalho mecânico, 66-70, 82-86, 163-169, 195
acelerando um corpo, 68-69
alongamento de um filme (película) de líquido, 68
análise de energia em sistema fechado, 163-169, 195
barras sólidas elásticas, 67-68
eficiência, 82-86
eixos, 66-67
elevar um corpo, 68-69
molas, 67-68
tensão superficial (σ_s), 68
trabalho de fronteira (em movimento), 163-169, 195
Transdutores
de pressão, 28-29
de pressão extensométricos, 29
piezoelétricos, 29
Transferência de calor (Q), 7, 51, 60-62, 92-97, 170, 227-228, 244, 248, 282-285, 297-299, 314, 334-335, 344, 376, 384-387, 441-442, 469
análise de energia e equações, 227-228, 244, 248-251
balanço de entropia, 376, 386-387
ciclo de Carnot, 297-299, 314
condução, 62, 92-93
condutividade térmica, 92
contexto histórico em, 61-62
convecção, 62, 93-94
convecção forçada, 93
convecção natural (livre), 93
energia (E) e, 51, 60-62, 97
externamente reversível, 297
geração de entropia (S_{ger}) e, 384-387
internamente reversível, 297, 334-335, 344
irreversibilidade, 296-297
líquido (Q_{liq}), 170, 282-285
mecanismos de, 92-96
processos adiabáticos, 61, 298-299
processos isotérmicos, 298, 334-335, 344
radiação, 62, 94-95
taxa de, 61
teoria cinética, 61
teoria do calórico, 61-62
transferência de exergia (X_{calor}) por, 441-442, 469
unidades de, 7, 61
variação de entropia e (ΔS), 334-335, 344
volumes de controle (VC), 227-228, 244, 248
Transferência de energia, 51, 56, 58-65, 73-78, 97
calor, 51, 60-62, 97
convenção de sinais para interações, 63
diferenciais exatas (δ) de, 63
diferenciais inexatas (δ) de, 63
funções de ponto, 63
funções de trajetória, 63
mecânica, 58-59
sistemas fechados, 51, 56, 97
trabalho, 51, 58-59, 62-66, 97
trabalho de fluxo, 58-59
variações do sistema e, 51, 56, 73-74, 97
volumes de controle (VC), 51, 56, 97
Transferência líquida de calor (Q_{liq}), 170, 282-285
Transiente, definido, 16
Transporte de energia, *ver* Trabalho de fluxo
Tratado de Convenção Métrico, 5
Trocador(es) de calor
de duplo-tubo (carcaça-e-tubo), 238-241
análise de energia de, 238-241
Tubo de Bourdon, 28
Turbinas, 229, 233-235, 369-370, 397
análise de energia de, 229, 233-235
eficiência isentrópica, 369-370, 397

U

Umidade relativa (ϕ), 146-147
Unidade térmica britânica (Btu), 7, 61
Unidades, 3-10, 18-22, 39, 62
calor (energia), 7, 61
Conferência Geral de Pesos e Medidas (CGPM), 5
constantes dimensionais, 6
dimensões e, 3-10
energia (E), 7-8, 61-62
Escala Internacional de Temperatura de 1990 (ITS-90), 20-21
escalas de temperatura, 18-21, 39
fatores de conversão de unidades, 9-10
força (F), 6
homogeneidade dimensional, 8-9
massa (m), 6-7
peso (W), 6-7
potência, 8
prefixos, 5-6
Sistema Inglês, 3-4, 6-8
Sistema Internacional (SI), 4-8
Sistema Usual dos Estados Unidos (USCS) de, 3-4
trabalho (W), 7-8, 62
Tratado de Convenção Métrico, 5
Uniforme, definido, 16
Usinas a vapor, 280-285, 555-610
ciclo binário a vapor, 586, 589-591
ciclo de Carnot, 556, 592
ciclo de Rankine, 557-560, 563-579, 592
ciclo vapor-mercúrio, 598-597
ciclos de potência a vapor, 555-610
combinado gás-vapor, 586-589, 592
operação da máquina térmica de, 280-285
Usinas de potência, *ver* Usinas de potência a vapor
Utensílio de cozinha, eficiência de, 80-82
Utilização anual de combustível, 79-80

V

Vácuo, 22, 39, 117-118
pressão, 22, 39
refrigeração e congelamento, 117-118

Válvulas
motores, 493
de admissão, 493
de descarga, 493
de estrangulamento, análise de energia de, 235-237
Vapor, 114-120, 122-123, 125-131, 137, 146-150, 614-617, 731-765, 923, 973
calor latente de vaporização, 116
curva de saturação líquido-vapor, 116
diagramas de propriedades para, 119-120, 122-123, 923, 973
evaporação, 148-150
gás ideal, tal como um, 137
gelo-água saturado, 923, 973
mistura líquido-vapor saturado, 114, 119-120, 127-130, 150
misturas gás-vapor, 731-765
pressão (P_v), 146-150
saturado, 114-119, 125-126, 150, 614-617
sublimação, 122-123
superaquecido, 114-115, 130-131, 150
tabelas de propriedades para, 125-131
Vapor, 555-610
de água, 137
de água-gelo, Diagramas de propriedades para, 923, 973
superaquecido, 114-115, 130-131, 150
superaquecido, ciclo de Rankine, 592
Variação da função de Gibbs padrão, 817, 836
Variações de entalpia (Δh ou dh), 175-187, 195, 229, 668-673, 680-681, 685
calores específicos e, 175-187, 195
equação de Clapeyron para, 668-671, 685
gases ideais, 176-183, 195
gases reais, 680-681, 685
sistemas simples compressíveis, 671-673, 685
substâncias incompressíveis, 183-185, 195
Variações de entropia (ΔS ou ds) e, 334-342, 350-360, 375, 396, 790-792, 800, 885-886
calores específicos e, 345-358
escoamento de Rayleigh, 885-886
gases ideais, 354-360, 396-397, 885-886
gases reais, 682-683, 685
geração de entropia (S_{ger}) e, 335-339, 347-349, 377-387, 396
líquidos, 350-354
pressão relativa (P_r) e, 358-360
processos de transferência de calor internamente reversíveis, 334-335
processos isentrópicos, 357-360, 396-397
processos isotérmicos e, 334-335
sistema simples compressível, 673-674, 685
sistemas químicos reativos, 790-792, 800
sólidos, 350-354
substâncias incompressíveis, 350-354, 396
substâncias puras, 339-342, 395
volume específico relativo e, 359-360
Variações de estado, 671-685, 859, 897
calores específicos (c_v e c_p), 674-678, 685
coeficiente Joule-Thomson (μ) para, 678-680, 685
energia interna (du), 672, 681, 685
entalpia (dh), 668-673, 680-681, 685
entropia (ds), 673-674, 682-683, 685
equação de Clapeyron para, 668-671, 685
gás ideal, 674-678, 685
gases reais, 680-685
propriedades estática e de estagnação, 859, 897
relação de Mayer para, 675-676
substâncias compressível simples, 671-674, 685
temperatura (T) e, 678-680, 685
Variações diferenciais, 663-665
Vazão volumétrica, 54, 96, 217-218, 251
Velocidade, Variação do fluxo de fluido, 856-858, 862. *Ver também* número de Mach (Ma)
Velocidade média (V_{med}), 217
Ventiladores, processo em regime permanente de, 233
Vento, energia mecânica, 59
Vizinhanças, sistemas, 10, 424
Volume
calor específico constante (c_v), 174-176, 195
deslocado, motores, 493
e pressão parciais, 697, 720
Volume de controle (VC), 10-12, 38, 51, 54, 56, 215-276, 379-380, 456-464
análise de energia de, 215-276
balanço de energia de, 227-229, 251
balanço de entropia de, 379-380
balanço de exergia de, 456-464
balanço de massa, 218-222
conservação de energia, 247-251
conservação de massa, 216-222, 251
eficiência de segunda lei (η_{II}) de, 458-459
fluxo de energia em, 54
forças de pressão e, 248-250
fronteiras (superfície de controle), 11-12
primeira lei da termodinâmica e, 51, 216-222, 247-251
processo em regime permanente, 219-220, 226-242, 251, 457-464
processo em regime transiente, 242-247, 251
processo em regime uniforme, 243-247, 251
sistemas abertos como, 11-12, 38
taxa mássica, 54, 216-218, 251
trabalho de fluxo, 223-226, 251
trabalho reversível (W_{rev}) de, 458
transferência de calor (Q), 227-228, 244, 248
transferência de energia em, 51, 54, 56, 223-226, 248
transferência de trabalho (W), 227-228, 248-250
transporte de energia ($m\theta$) pela massa, 224-226, 251
variação da energia cinética (Δec), 229, 251
variação da energia potencial (Δep), 229, 251
variação de entalpia (Δh), 229, 251
variações das energias (Δep e Δec), 229, 251
vazão volumétrica, 54, 217-218, 251
Volume específico, 13, 38, 359-360
propriedade termodinâmica do, 13, 38
pseudo-reduzido, 140
relativo, 359-360

W

Watt (W), a unidade de, 7

FATORES DE CONVERSÃO

DIMENSÃO	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÊS
Aceleração	$1 m/s^2 = 100 cm/s^2$	$1 m/s^2 = 3,2808 pé/s^2$ $1 pé/s^2 = 0,3048^* m/s^2$
Área	$1 m^2 = 10^4 cm^2 = 10^6 mm^2 = 10^{-6} km^2$	$1 m^2 = 1.550 pol^2 = 10.764 pé^2$ $1 ft^2 = 144 pol^2 = 0,09290304^* m^2$
Calor específico	1 kJ/kg·1 °C = 1 kJ/kg·K = 1 J/g·°C	1 Btu/lbm·°F = 4,1868 kJ/kg·°C 1 Btu/lbmol·R = 4,1868 kJ/kmol·K 1 kJ/kg·°C = 0,23885 Btu/lbm·°F = 0,23885 Btu/lbm·R
Coeficiente de transferência de calor	$1 W/m^2 \cdot °C = 1 W/m^2 \cdot K$	$1 W/m^2 \cdot °C = 0,17612 Btu/h \cdot pé^2 \cdot °F$
Comprimento	1 m = 100 cm = 1.000 mm 1 km = 1.000 m	1 m = 39.370 pol = 3,2808 pé = 1,0926 yd 1 pé = 12 pol = 0,3048 * m 1 milha = 5.280 pés = 1,6093 km 1 pol = 2,54 * cm
Condutividade térmica	$1 W/m \cdot °C = 1 W/m \cdot K$	$1 W/m \cdot °C = 0,57782 Btu/h \cdot pé \cdot °F$
Densidade	$1 g/cm^3 = 1 kg / L = 1.000 kg/m^3$	$1 g/cm^3 = 62,428 lbm/pé^3 = 0,036127 lbm/pol^3$ $1 lbm/pol^3 = 1728 lbm/pé^3$ $1 kg/m^3 = 0,062428 lbm/pé^3$
Energia, calor, trabalho, entalpia, energia interna, entalpia	$1 kJ = 1.000 J = 1.000 Nm = 1 kPa \cdot m^3$ $1 kJ / kg = 1.000 m^2/s^2$ 1 kWh = 3.600 kJ 1 cal † = 4.184 J 1 IT cal †= 4,1868 J 1 Cal † = 4,1868 kJ	1 kJ = 0,94782 Btu 1 Btu = 1,055056 kJ $= 5,40395 psia \cdot pé^3 = 778,169 lbf \cdot pé$ $1 Btu / lbm = 25.037 pé^2/s^2 = 2.326^* kJ/kg$ 1 kJ / kg = 0,430 Btu / lbm 1 kWh = 3412,14 Btu $1 therm = 10^5 Btu = 1.055 \times 10^5 kJ$ (gás natural)
Fluxo de calor	$1 W/cm^2 = 10^4 W/m^2$	$1 W/m^2 = 0,3171 Btu / h \cdot pé^2$
Força	1 N = 1kg·m/s² = 10^5 dyne 1 kgf = 9,80665 N	1 N = 0,22481 lbf $1 lbf = 32.174 lbm\ pé/s^2 = 4,44822 N$
Massa	1 kg = 1.000 g 1 tonelada métrica = 1.000 kg	1 kg = 2,2046226 lbm 1 lbm = 0,45359237 kg * 1 onça = 28,3495 g 1 slug = 32,174 lbm = 14,5939 kg 1 tonelada curta = 2.000 lbm = 907,1847 kg
Potência, taxa de transferência de calor	1 W = 1J / s 1 kW = 1.000 W = 1.341 hp 1 hp ‡ = 745,7 W	1 kW = 3412,14 Btu/h = 737,56 lbf·pé/s 1 hp = 550 lbf·pé/s = 0,7068 Btu/s = 42,41 Btu/min = 2544,5 Btu/h =0,74570 kW 1 hp de caldeira = 33.475 Btu/h 1 Btu/h = 1,055056 kJ/h 1 tonelada de refrigeração = 200 Btu/min
Pressão	$1 Pa = 1 N/m^2$ 1 kPa = 103 Pa = 10^3 MPa 1 atm = 101,325 kPa = 1,01325 bar = 760 mm Hg a 0 °C $= 1,03323 kgf/cm^2$ 1 mm Hg = 0,1333 kPa	$1 Pa = 1,4504 \times 10^{-4} psia$ $= 0,020886 lbf/pé^2$ $1 psia = 144 kPa\ lbf/pé^2 = 6,894757 kPa$ 1 atm = 14.696 psia = 29,92 pol Hg a 30 °F 1 pol Hg = 3,387 kPa
Resistência térmica	1 °C/W = 1 K/W	1 K/W = 0,52750 °F/h·Btu

* Fator de conversão exata entre unidades métricas (SI) e inglesas.

† † Caloria é originalmente definida como a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de 1 g de água a 1°C, mas varia com a temperatura. A tabela de vapor internacional (TI) de calorias (geralmente preferida pelos engenheiros) é exatamente 4,1868 J, por definição, e corresponde ao calor específico da água a 15°C. A caloria termoquímica (geralmente preferida pelos físicos) é exatamente 4,184 J por definição, e corresponde ao calor específico da água à temperatura ambiente. A diferença entre os dois é de aproximadamente 0,06%, o que é negligenciável. A Caloria (maiúscula) utilizada por nutricionistas é na verdade uma quilocaloria (1.000 calorias de TI).

‡ Cavalo-força mecânico. O cavalo-força elétrico é exatamente 746 W.

DIMENSÃO	MÉTRICO	MÉTRICO INGLÊS
Taxa de geração de calor	1 $W/cm^3 = 10^6 W/m^3$	1 W/m^3 = 0,09665 Btu / h·$pé^3$
Temperatura	$T(K) = T(°C) + 273,15$ $\Delta T(K) = \Delta T(°C)$	$T(R) = T(°F) = 459,67 = 1,8\ T\,(K)$ $T\,(°F) = 1,8\ T\,(°C) + 32$ $\Delta T(°F) = \Delta T\,(R) = 1,8\ T(K)$
Vazão	1 m^3/s = 60.000 L/min = $10^6\,cm^3/s$	1 m^3/s = 15.850 gal/min (gpm) = 35,315 $pé^3/s$ = 2118,9 $pé^3$/min (cfm)
Velocidade	1 m/s = 3,60 km/h	1 m/s = 3,2808 pé/s = 2,237 milha/h 1 milha/h = 1,46667 pé/s 1 milha/h = 1,609 km/h
Viscosidade cinemática	1 $m^2/s = 10^4\,cm^2/s$ 1 stoke =1 $cm^2/s = 10^{-4}\,m^2/s$	1 m^2/s = 10,764 $pé^2/s$ = 3,875 × 10^4 $pé^2/h$ 1 m^2/s = 10,764 $pé^2/s$
Viscosidade dinâmica	1 kg/m·s = 1 N·s/m^2 = 10 Pa·s = 10 poise	1 kg/m·s = 2419,1 lbm/pé·h = 0,020886 lbf s/$pé^2$ = 0,67197 lbm/pé·s
Volume	1 m^3 = 1.000 L = $10^6\,cm^3$ (cc)	1 m^3 = 6,1024 × 10^4 pol^3 = 35,315 $pé^3$ = 264,17 gal (EUA) 1 galão EUA = 231 pol^3 = 3,7854 L 1 onça fl = 29,5735 cm^3 = 0,0295735 L 1 galão EUA =128 onças fl
Volume específico	1 m^3/kg =1.000 L/kg = 1.000 cm^3/g	1 m^3/kg = 16,02 $pé^3$/lbm 1 $pé^3$/lbm = 0,062428 m^3/kg

ALGUMAS UNIDADES FÍSICAS

Aceleração da gravidade padrão	g = 9,80665 m/s^2 = 32,174 $pé/s^2$
Calor latente de fusão da água a 1 atm	h_{sl} = 333,7 kJ/kg = 143,5 Btu/lbm
Constante de Boltzmann	k = 1,380650 x10^{-23} J/K
Constante de Stefan-Boltzmann	σ = 5,670 × 10^{-8} W/m^2·°K^4 = 0,1714 × 10^{-8} Btu/h·$pé^2$·R^4
Constante universal dos gases	R_u = 8,31447 kJ/kmol·K = 8,31447 kPa·m^3/kmol·K = 0,0831447 bar·m^3/kmol·K = 82,05 L·atm/kmol·K =1,9858 Btu/lbmol·R = 1545,35 pé ·lbf /lbmol·R = 10,73 psia· $pé^3$/lbmol·R
Entalpia de vaporização da água a 1 atm	h_{lv} = 2256,5 kJ/kg = 970,12 Btu/lbm
Pressão atmosférica padrão	1 atm = 101,325 kPa = 1,01325 bar = 14,696 psia = 760 mm Hg (0°C) = 29,9213 pol Hg (32 °F) = 10,3323 m H_2O (4 °C)
Velocidade da luz no vácuo	c = 2,9979 × 10^8 m/s = 9,836 × 10^8 pé/s
Velocidade do som no ar seco a 0 °C e 1 atm	c = 331,36 m/s = 1.089 pé/s